

Grado Universitario en Ingeniería Mecánica
Curso académico 2017-2018

Trabajo Fin de Grado

**“ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES DE UN BOGIE
FERROVIARIO ANTE EXCITACIÓN GENÉRICA”**

Ignacio Álvarez Castrillo

Tutor:

Juan Carlos García Prada

Co-Tutor:

Alejandro Bustos Caballero

Septiembre 2018; Leganés, Madrid



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento
– No Comercial – Sin Obra Derivada**

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar me gustaría dar las gracias a mi tutor, Juan Carlos García Prada, por darme la oportunidad de desarrollar este proyecto con el que tanto he aprendido; y a mi profesor Alejandro Bustos Caballero por toda la ayuda que he recibido en el transcurso de este, ya que sin ella hubiera sido muy difícil concluir este TFG con éxito.

Me gustaría agradecer a todas las personas que me han acompañado durante esta etapa de mi vida en la que he tratado de convertirme en ingeniero, a mi familia, a mis amigos, a mis compañeros de clase y a todos los profesores que me han dado clase durante estos años en la Universidad Carlos III de Madrid, la cual considero la mejor universidad del mundo. El apoyo de algunos de ellos ha sido muy importante para mí, así que quiero darles las gracias a continuación:

A mi abuela Tina, que fue mi primera profesora, enseñándome a sumar, restar, multiplicar y dividir cuando era pequeño. Tú pusiste la primera piedra para que hoy llegase a ser ingeniero, así que quiero dedicarte este trabajo. Sé que estés donde estés estarás muy orgullosa.

A mi madre Ana, por educarme y estar ahí siempre que lo he necesitado.

A mis hermanos, Luis, Bea e Irene y a mi padre Alfonso, por ayudarme y apoyarme en todo momento.

A mis amigos de toda la vida Ángel, Alberto, Dani y Julio. Muchas gracias por estar siempre a mi lado.

A mis amigos de la Universidad Carlos III, en especial a Gonzalo por todos esos viajes en cercanías a Leganés que hemos pasado juntos; y a Jorge, Miguel, Big Nacho, Robles y Charif porque entre partida y partida de mus estudiar ingeniería no parece tan duro.

RESUMEN DEL

PROYECTO

Se conoce como vibración u oscilación a la repetición de un movimiento siguiendo un intervalo a lo largo del tiempo. Cuando un objeto está sometido a *vibraciones* se producirá un fenómeno de fatiga que provocará una disminución importante en la vida útil de dicho objeto, por lo que el estudio vibratorio de estructuras va a ser fundamental desde un punto de vista económico.

En el presente proyecto se realizará un estudio vibratorio de un bogie ferroviario de la serie 446 fabricada por Renfe, la cual se usa actualmente para trenes de cercanías en varias ciudades de España entre las cuales se encuentra la ciudad de Madrid.

Para realizar este estudio se diseñará el bogie en el programa *PTC CREO PARAMETRIC*, basando el diseño en los planos otorgados por RENFE a la UC3M, y más tarde se utilizará el programa de simulación *PTC CREO SIMULATE* para obtener sus modos de vibración.

Se va a realizar un análisis dinámico de las cajas de grasa del *bogie de la serie 446* cuando se produce un defecto en uno de los carriles de la vía de tipo *bump*, midiendo el tamaño que debe de tener dicho defecto para que en las cajas de grasa se produzcan unas aceleraciones determinadas.

PALABRAS CLAVE

Vibraciones, PTC CREO PARAMETRIC, PTC CREO SIMULATE, bogie de la serie 446, bump.

ABSTRACT

It is known as *vibration* or oscillation the repetition of a movement following an interval over time. When an object is subjected to vibrations, a phenomenon of fatigue will occur and it will cause a significant reduction in the useful life of that object, that is why the vibratory study of structures will be fundamental from an economic point of view.

In the present project a vibratory study of a railway bogie of the series 446 manufactured by Renfe will be carried out. This bogie is currently used for commuter trains in several cities of Spain, among which is the city of Madrid.

To carry out this study, the Bogie will be designed in the program *PTC CREO PARAMETRIC*, basing the design on the plans granted by RENFE to the UC3M. Later the simulation program *PTC CREO SIMULATE* will be used to obtain its vibration modes.

A dynamic analysis of the axleboxes of the *bogie 446* will be carried out when a bump type defect occurs in one of the rails of the track, measuring the size that the defect must have to get certain accelerations in the axleboxes.

KEY WORDS

Vibration, PTC CREO PARAMETRIC, PTC CREO SIMULATE, bogie 446, bump.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	3
RESUMEN DEL PROYECTO	5
<i>PALABRAS CLAVE</i>	5
ABSTRACT	7
<i>KEY WORDS</i>	7
ÍNDICE.....	9
ÍNDICE DE FIGURAS	13
ÍNDICE DE TABLAS.....	21
1. INTRODUCCIÓN	23
1.1. ÁMBITO Y MOTIVACIÓN	25
1.2. OBJETIVOS	27
1.3. ETAPAS DEL PROYECTO	28
1.4. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO.....	29
1.5. MARCO REGULADOR	31
2. COMPLEMENTOS TEÓRICOS.....	32
2.1. EL BOGIE	32
2.2. SERIE 446	37
2.3. LA VÍA FÉRREA.....	39
2.4. EL SISTEMA VIBRATORIO DEL BOGIE.....	48

3.	DESCRIPCIÓN DE HERRAMIENTAS EMPLEADAS	50
4.	METODOLOGÍA	53
4.1.	DISEÑO DEL MODELO DEL BOGIE 446 EN CAD	54
4.2.	REALIZACIÓN DE CONEXIONES, SUSPENSIÓN Y RESTRICCIONES CINEMÁTICAS NECESARIAS EN EL MODELO.	62
4.2.1.	Contacto rueda-carril.....	62
4.2.2.	Rodamientos de las cajas de grasa	65
4.2.3.	Suspensión primaria	68
4.2.4.	Restricciones de movimiento en el bastidor.....	72
4.2.5.	Creación de interfaces.	74
4.2.6.	Elección del sentido de la marcha. Creación de irregularidad Cross level. .	75
4.2.7.	Creación de parámetros de medida.	78
4.3.	ASIGNACIÓN DEL MATERIAL	80
4.4.	MALLADO DEL MODELO.....	82
5.	ANÁLISIS MODAL DEL MODELO	83
6.	ENSAYO DINÁMICO DEL BOGIE DE LA SERIE 446 CUANDO CIRCULA SOBRE UN DEFECTO TIPO BUMP	88
7.	RESULTADOS	95
7.1.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP DE TAMAÑO CRÍTICO	96
7.2.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 1 G	100

7.3.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 2,5 G's	105
7.4.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 5 G's	110
7.5.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 7,5 G's	115
7.6.	RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 10 G's	120
8.	PRESUPUESTO Y ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO.....	125
8.1.	PRESUPUESTO.....	127
8.2.	ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO.....	130
9.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	131
9.1.	CONCLUSIONES	131
9.2.	TRABAJOS FUTUROS	133
10.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	134

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Monocordio [1]	23
Figura 1.2: Implantaciones de empresas ferroviarias españolas en el mundo [2]	25
Figura 2.1: Primer bogie desarrollado por John B. Jervis [6].....	33
Figura 2.2: Bogie de la línea japonesa Shinkansen [7]	34
Figura 2.3: Tren de la línea japonesa Shinkansen, todavía en uso [8]	34
Figura 2.4: Bogie común y sus partes	35
Figura 2.5: Tren de la Serie 446 (RENFE).....	37
Figura 2.6: Bogie de la serie446 (RENFE).....	38
Figura 2.7: Componentes de la vía férrea [10]	39
Figura 2.8: Perfil del carril y sus partes.....	40
Figura 2.9: Planta y alzado de la geometría de la vía según sus irregularidades [12] ..	42
Figura 2.10: Sistema con un grado de libertad	48
Figura 2.11: Sistema con dos grados de libertad	48
Figura 2.12: Sistema con tres grados de libertad.....	49
Figura 2.13: Representación de un sistema de cinco grados de libertad de un tren [13] 49	
Figura 3.1: Logo de PTC Inc.	50
Figura 4.1: Bastidor bogie 446 modelado en Creo Parametric	54
Figura 4.2: Detalle 1 de la figura 6.1	55
Figura 4.3: Detalle 2 de la figura 6.1	55

Figura 4.4: Detalle 3 de la figura 6.1	56
Figura 4.5: Detalle 4 de la figura 6.1	57
Figura 4.6: Modelo de las ruedas del bogie en Creo Parametric	57
Figura 4.7: Parte frontal de la caja de grasa derecha en Creo Parametric	58
Figura 4.8: Parte posterior de la caja de grasa derecha en Creo Parametric.....	58
Figura 4.9: Parte frontal de la caja de grasa izquierda en Creo Parametric.....	59
Figura 4.10: Parte posterior de la caja de grasa izquierda en Creo Parametric	59
Figura 4.11: Partes del bogie de la serie 446 ensambladas en Creo Parametric.....	60
Figura 4.12: Vista lateral del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric	60
Figura 4.13: Vista frontal del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric ...	61
Figura 4.14: Planta del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric.....	61
Figura 4.15: Huella de contacto rueda-carril (Rovira, 2012) [17]	62
Figura 4.16: Huella de contacto.....	63
Figura 4.17: Propiedades muelle "to ground", contacto rueda-carril	63
Figura 4.18: Weighted link en la huella de contacto	64
Figura 4.19: Ruedas con muelles "to ground" colocados	64
Figura 4.20: Muelle para simulación de rodamientos	65
Figura 4.21: Propiedades muelle "advanced" de los rodamientos.....	66
Figura 4.22: Weighted link de los rodamientos en el eje de ruedas	66
Figura 4.23: Weighted link de los rodamientos en los agujeros de las cajas de grasa ...	67
Figura 4.24: Plano suspensión primaria	68
Figura 4.25: Propiedades de los muelles de la suspensión primaria	69

Figura 4.26: Rigid link suspensión primaria 1	70
Figura 4.27: Figura 4.28: Rigid link suspensión primaria 2	70
Figura 4.29: Suspensión primaria del bogie 446 en PTC Creo Simulate	71
Figura 4.30: Propiedades muelle "to ground" del bastidor	72
Figura 4.31: Rigid link para el muelle central del bastidor	73
Figura 4.32: Planta del bogie con sentido de la marcha y zonas identificadas	75
Figura 4.33: Características muelles "to ground" del carril izquierdo	76
Figura 4.34: Load Set 1 y Load set 2	77
Figura 4.35: Localización de las fuerzas en el bogie	77
Figura 4.36: "Measure" del desplazamiento vertical en la rueda 1	78
Figura 4.37: Propiedades del acero	80
Figura 4.38: Asignación del material en el bogie	81
Figura 4.39: Símbolo que confirma que el material está asignado correctamente	81
Figura 4.40: Resultados del mallado	82
Figura 5.1: Parámetros a seleccionar en el análisis modal	83
Figura 5.2: Valor de los desplazamientos porcentuales según su color	87
Figura 6.1: Trayectoria y función de la anomalía bump	89
Figura 6.2: Función teórica del desplazamiento vertical de la rueda 1 frente al tiempo debido a bump de tamaño crítico	90
Figura 6.3: Función teórica del desplazamiento vertical de la rueda 1 frente al tiempo debido a bump de tamaño crítico con desfase	91
Figura 6.4: Configuración del análisis dinámico	92

Figura 6.5: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump de tamaño crítico en PTC Creo Simulate.....	93
Figura 6.6: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump de tamaño crítico en PTC Creo Simulate.....	94
Figura 7.1: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud máxima.....	97
Figura 7.2: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud máxima	97
Figura 7.3: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud máxima.....	97
Figura 7.4: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud máxima	98
Figura 7.5: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud máxima.....	98
Figura 7.6: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud máxima	98
Figura 7.7: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud máxima.....	99
Figura 7.8: Aceleración vertical caja 4 para amplitud máxima.....	99
Figura 7.9: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 1G en la caja 1	101
Figura 7.10: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 1G en la caja 1	102
Figura 7.11: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 1,15 mm	102
Figura 7.12: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 1,15 mm	102
Figura 7.13: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 1,15 mm	103
Figura 7.14: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 1,15 mm	103
Figura 7.15: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 1,15 mm	103
Figura 7.16: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 1,15 mm	104
Figura 7.17: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 1,15 mm	104
Figura 7.18: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 1,15 mm	104

Figura 7.19: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 2,5 G's en la caja 1.....	106
Figura 7.20: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 2,5 G's en la caja 1.....	107
Figura 7.21: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 2,85 mm	107
Figura 7.22: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 2,85 mm	107
Figura 7.23: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 2,85 mm	108
Figura 7.24: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 2,85 mm	108
Figura 7.25: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 2,85 mm	108
Figura 7.26: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 2,85 mm	109
Figura 7.27: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 2,85 mm	109
Figura 7.28: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 2,85 mm	109
Figura 7.29: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 5 G's en la caja 1.....	111
Figura 7.30: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 5 G's en la caja 1.....	112
Figura 7.31: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 5,8 mm	112
Figura 7.32: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 5,8 mm	112
Figura 7.33: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 5,8 mm	113
Figura 7.34: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 5,8 mm	113
Figura 7.35: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 5,8 mm	113
Figura 7.36: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 5,8 mm	114
Figura 7.37: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 5,8 mm	114
Figura 7.38: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 5,8 mm	114

Figura 7.39: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 7,5 G's en la caja 1.....	116
Figura 7.40: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 7,5 G's en la caja 1.....	117
Figura 7.41: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 8,6 mm	117
Figura 7.42: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 8,6 mm	117
Figura 7.43: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 8,6 mm	118
Figura 7.44: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 8,6 mm	118
Figura 7.45: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 8,6 mm	118
Figura 7.46: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 8,6 mm	119
Figura 7.47: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 8,6 mm	119
Figura 7.48: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 8,6 mm	119
Figura 7.49: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 10 G's en la caja 1.....	121
Figura 7.50: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 10 G's en la caja 1.....	122
Figura 7.51: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 11,6 mm	122
Figura 7.52: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 11,6 mm	122
Figura 7.53: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 11,6 mm	123
Figura 7.54: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 11,6 mm	123
Figura 7.55: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 11,6 mm	123
Figura 7.56: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 11,6 mm	124
Figura 7.57: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 11,6 mm	124
Figura 7.58: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 11,6 mm	124

Figura 8.1: Gráfico de Gantt del proyecto 126

Figura 8.2: Gráfico de la distribución de la dedicación en horas a cada fase del proyecto
..... 126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Parámetros geométricos de la vía [12]	41
Tabla 2: Tipos de irregularidades aisladas de la vía. [12]	43
Tabla 3: Valores de los parámetros A y k según el tipo de defecto. [12].....	46
Tabla 4: Modos de vibración del bogie de la serie 446 en Creo Simulate	84
Tabla 6: Coste del equipo informático empleado	128
Tabla 7: Coste del software informático empleado	128
Tabla 8: Coste de personal empleado	129
Tabla 9: Coste total del proyecto	129

1. INTRODUCCIÓN

El inicio del estudio y la curiosidad por el campo de las vibraciones se remonta hacia el año 4000 a.c., cuando las civilizaciones egipcias, hindús, chinas y japonesas querían saber cómo funcionaban los instrumentos musicales que se habían ido transmitiendo de generación en generación. Aunque no sería hasta el Siglo VI antes de Cristo cuando se produjo la primera investigación con base científica, la cual fue desarrollada por el matemático y filósofo griego Pitágoras. Este creó un instrumento llamado monocordio que consistía en una cuerda que estaba tensionada gracias a un peso que colgaba por uno de sus extremos y que reposaba sobre tres puentes de madera, de manera que según el puente con el que estuviera en contacto se producía una nota musical distinta. En la Figura 1.1 se puede observar dicho instrumento.



Figura 1.1: Monocordio [1]

La idea de vibración se fue desarrollando muchos siglos más tarde de la mano de científicos como Galileo Galilei, Daniel Bernouilli, o Sophie Germain, siendo un campo de estudio cada vez más importante dado el desconocimiento sobre ciertos fenómenos aleatorios que se daban en terremotos, la dinámica de los vientos, la suspensión de los vehículos de ruedas y la pérdida de energía en forma de ruido en los motores de los cohetes por ejemplo. [1]

De esta forma se llegó a la conclusión de que el análisis vibratorio tiene una gran importancia e ignorarlo puede causar que, por ejemplo, una estructura falle por fatiga antes de lo previsto, que una turbina de un avión se rompa en pleno vuelo o que un tren descarrile; por no hablar del gran ahorro económico que este análisis previo supondrá, propiciando una óptima utilización de material para la construcción de estructuras, consiguiendo un diseño de los álabes de las turbinas de forma que se pueda aumentar considerablemente su vida útil, o haciendo que los trenes actuales puedan llegar a velocidades desorbitadas sin que esto suponga el más mínimo peligro para sus pasajeros.

Este proyecto va a estar relacionado con este último punto, ya que va a consistir en el estudio vibratorio de un bogie ferroviario de los trenes de cercanías de la serie 446 desarrollados por la compañía RENFE, previo diseño en el programa de CAD *PTC CREO PARAMETRIC*.

1.1. ÁMBITO Y MOTIVACIÓN

España es uno de los mejores países del mundo en cuanto a desarrollo ferroviario, contando con “una red ferroviaria de 15.200 kilómetros, de los cuales 11.483 kilómetros pertenecen a la red convencional, 2.322 kilómetros a la red de Líneas de Alta Velocidad en ancho UIC (LAV), 119 kilómetros a red mixta, y 1.207 kilómetros a vía estrecha o métrica”. Esto nos convierte en el primer país de Europa y el tercero del mundo con más kilómetros recorridos por trenes de alta velocidad [2]. España es pionera mundial en este sector, con empresas presentes en más de 80 países del mundo con más de 225 delegaciones e implantaciones productivas. Económicamente, el sector ferroviario español reporta un gran beneficio en el PIB, aportando, por ejemplo, exportaciones por un valor de 2.800 millones de Euros en 2014 y dando trabajo a alrededor de 20.000 personas [3]. En la Figura 1.2 se puede observar la distribución de las implantaciones de empresas españolas en el mundo.

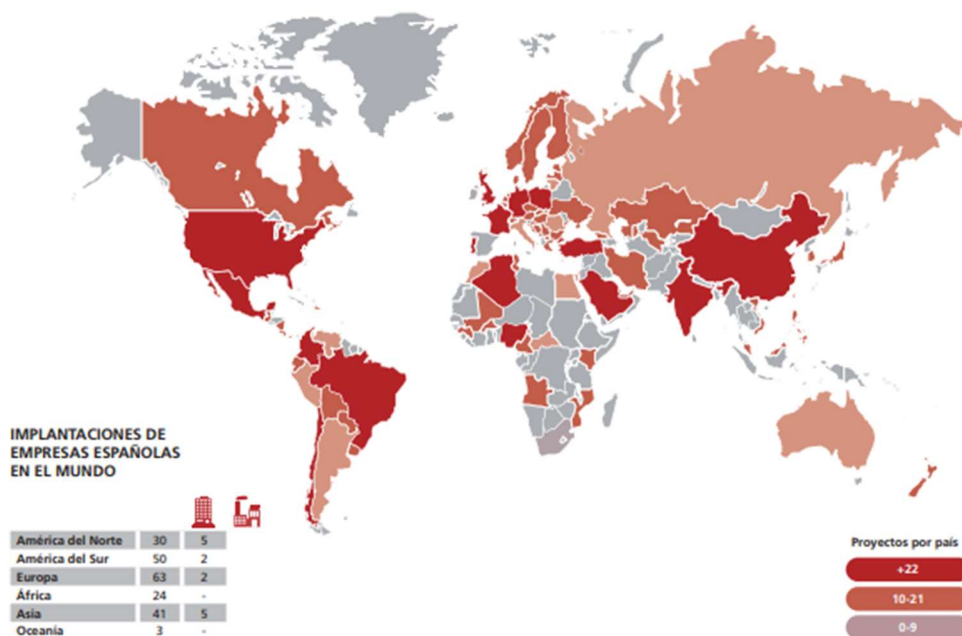


Figura 1.2: Implantaciones de empresas ferroviarias españolas en el mundo [2]

Los equipos de I+D (Investigación y Desarrollo) de las grandes empresas ferroviarias españolas se centran en potenciar todavía más su mercado exterior, para ello buscan conseguir que sus trenes sean capaces de alcanzar una velocidad mayor sin que la seguridad y el confort de sus pasajeros se vea afectado. Uno de los hándicaps que los ingenieros se van a encontrar para lograr estos objetivos será la respuesta que el tren tenga a las vibraciones mecánicas que se producen debido al contacto rueda-carril. Aquí es donde entra la motivación de este proyecto, ya que se estudiará el comportamiento del bogie de la serie 446, uno de los modelos de Bogie más utilizados en el territorio español, cuando este circula a su velocidad máxima (100 Km/h) por uno de los defectos o anomalías de la vía más comunes, conocido como bump.

El desplazamiento de un tren por las vías es uno de los sistemas dinámicos más complejos que se dan en la ingeniería actual. Actualmente el desarrollo de los ordenadores ha permitido realizar grandes cálculos de una manera tan sencilla que hace años era impensable. La utilización del método de elementos finitos por ordenador va a ser clave en este proyecto, ya que va a permitir el cálculo de los modos vibratorios del bogie sin necesidad de que se realicen apenas cálculos a mano, suponiendo esto un gran ahorro de tiempo.

1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto es el análisis de la respuesta de un bogie ferroviario de un tren de cercanías ante una excitación genérica en sus órganos de rodadura.

La consecución del objetivo principal implica cumplir, además, los siguientes objetivos secundarios:

- Diseño del modelo de bogie del tren de cercanías de la serie 446 de Renfe en el programa PTC CREO PARAMETRIC.
- Implementación en el diseño anterior de las relaciones dinámicas, sistemas de suspensión y restricciones de movimiento a través del programa PTC CREO SIMULATE, con el fin de que el comportamiento de dicho bogie sea lo más fidedigno posible a su comportamiento real.
- Realización de un mallado en el modelo que permita su posterior estudio con base al método de elementos finitos.
- Obtención de los principales modos vibratorios del modelo.
- Cálculo de las aceleraciones que se dan en las cajas de grasa frente a un defecto de la vía del tipo bump cuando este es de tamaño crítico.
- Cálculo de los diferentes tamaños que ha de tener el defecto tipo bump para que en las cajas de grasa del bogie de la serie 446 de Renfe se den unas aceleraciones máximas de 1, 2.5, 5, 7.5 y 10 G's.

1.3. ETAPAS DEL PROYECTO

A la hora de realizar este proyecto se han seguido una serie de pasos o etapas:

1. Investigación previa y orientación del proyecto:

En primer lugar se ha realizado una investigación sobre el funcionamiento de los bogies ferroviarios, los efectos que las vibraciones mecánicas pueden producir sobre ellos y los tipos de defectos que se pueden dar en las vías. Se decide enfocar el proyecto sobre el bogie de la serie 446 diseñado por RENFE y estudiar el comportamiento de este modelo frente a una anomalía de la vía del tipo *bump*.

2. Diseño del bogie:

Se analiza que programa informático es mejor para realizar el proyecto y tras desestimar varias opciones como la utilización de programas como SOLID EDGE, ABAQUS CAE o CATIA se decide utilizar el programa PTC CREO, ya que sus versiones PARAMETRIC y SIMULATE son idóneas por su intuitiva utilización y su gran capacidad de cálculo.

Previo aprendizaje de la utilización del programa PTC CREO PARAMETRIC, se diseñan las partes que van a conformar el modelo (bastidor del bogie, cajas de grasa y ruedas) y posteriormente se ensamblan. Más tarde, usando el programa PTC CREO SIMULATE, se aplican las restricciones cinemáticas del modelo y se unen las diferentes partes descritas anteriormente con una serie de resortes con el fin de que el comportamiento del bogie sea similar al de la vida real.

3. Cálculo de resultados:

Tras mallar el modelo se calculan los modos vibratorios principales del bogie y se aplican las cargas necesarias para simular el defecto tipo bump. Se medirá el diferente valor que puede llegar a tener la aceleración en las cajas de grasa según el tamaño de dicho defecto.

4. Análisis de resultados.

1.4. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

El proyecto está compuesto por los siguientes capítulos:

1. Introducción.

En este capítulo se introduce el tema del proyecto y en lo que va a consistir este. El TFG está formado por cinco sub-apartados que tratan sobre el ámbito y la motivación del proyecto, sus objetivos, sus etapas, la estructura que este va a seguir y, por último, el marco regulador aplicable.

2. Complementos teóricos.

En este capítulo se explican diversos conocimientos claves a la hora de entender y realizar este proyecto. Entre ellos se van a encontrar explicaciones sobre el funcionamiento de un bogie, una introducción a la serie de trenes 446, un estudio sobre las diferentes irregularidades que puede tener la vía y también se va a realizar una explicación básica sobre los sistemas de vibraciones.

3. Descripción de herramientas empleadas.

En este capítulo se describen las herramientas utilizadas en este proyecto, las cuales son los programas informáticos PTC Creo Parametric y PTC Creo Simulate.

4. Metodología.

En este capítulo se va a hablar sobre varios puntos entre los cuales se encuentran los antecedentes de este proyecto, el planning que se ha llevado a cabo para su realización y los resultados esperados. Se van a explicar de forma detallada los pasos seguidos a la hora de realizar el proyecto.

5. Análisis modal del modelo.

En este capítulo se explica cómo se ha realizado el análisis modal del modelo del bogie y se presentan sus diferentes modos de vibración.

6. Ensayo dinámico del bogie de la serie 446 cuando circula sobre un defecto tipo bump.

En este capítulo se explica detalladamente como se ha llevado a cabo el ensayo dinámico del bogie a través del programa PTC Creo Simulate.

7. Resultados.

En este capítulo se presentan los resultados del análisis dinámico del bogie de la serie 446 frente un defecto de la vía bump, calculando la amplitud que este debe de tener para que en las cajas de grasa se den unos valores de aceleración determinados.

8. Presupuesto y entorno socio-económico.

En este capítulo se expone la distribución de los tiempos empleados y se realiza un cálculo del coste económico que ha supuesto el desarrollo del TFG. También se trata el impacto socio-económico que puede generar el resultado del proyecto en el sector ferroviario.

9. Conclusiones y trabajos futuros.

En este capítulo se desarrollan las conclusiones del TFG y se proponen trabajos futuros que se pueden realizar tomando este como base.

10. Referencias bibliográficas.

En este capítulo se presentan las publicaciones que se han consultado para la realización del proyecto.

1.5. MARCO REGULADOR

Este apartado tratará la legislación aplicable en cuanto a temas como los riesgos laborales, seguridad y responsabilidades profesionales y éticas que se dan en el desarrollo del presente proyecto.

En cuanto a riesgos laborales, dado que este TFG es de investigación, su realización no supondrá ningún riesgo debido a la no utilización de operarios en el proceso.

Por otro lado si hay que tener en cuenta las normas que afectan a la seguridad, teniéndose que cumplir las que aplican al sector ferroviario del BOE (Boletín Oficial del Estado) y del CENELEC (Comité Europeo de Normalización Electrotécnica). Se han de cumplir también una serie de normas técnicas españolas que tratan sobre ejes montados y bogies [4]:

- Norma UNE-EN 13103:2010: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.
- Norma UNE-EN 13104+A2:2013: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes motores. Método de diseño.
- Norma UNE-EN 13260:2010+A1:2011: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto.
- Norma UNE-EN 13261:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.
- Norma UNE-EN 13262:2005 A1:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.
- Norma UNE-EN 13715:2005: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura.

En cuanto a las responsabilidades profesionales y éticas hay que tener en cuenta que para la realización de este proyecto se han utilizado planos que RENFE ha cedido a la universidad y para proteger su confidencialidad estos no se revelan en el proyecto.

2. COMPLEMENTOS

TEÓRICOS

2.1. EL BOGIE

Se conoce como bogie a un dispositivo giratorio dotado de dos o más ejes de ruedas, sobre los cuales se apoya un vehículo ferroviario. Será el encargado de realizar las labores de suspensión y amortiguación. En un bogie se darán dos tipos diferentes de suspensión:

- Suspensión primaria: Entre las ruedas y las cajas de grasa del bogie.
- Suspensión secundaria: Entre el bogie y el vagón.

Las primeras locomotoras y vehículos largos con varios ejes de ruedas tenían limitaciones en su paso por curva. La primera propuesta de bogie se le atribuye al británico William Chapman en 1797, pero no fue hasta 1832 en Estados Unidos cuando John B. Jervis, ingeniero civil que estaba insatisfecho con la respuesta de las locomotoras de base rígida británica frente a las ligeras y curvilíneas vías americanas, diseñó el primer bogie que era capaz de realizar ciertos giros frente a estímulos externos mejorando así en gran medida el paso por curva [5].

En la Figura 2.1 se puede observar el primer bogie fabricado, diseñado por John B. Jervis en 1832.

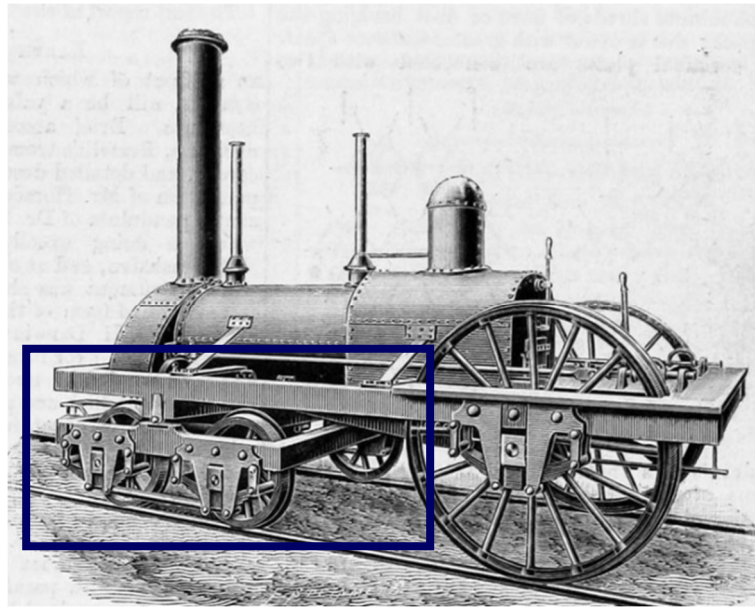


Figura 2.1: Primer bogie desarrollado por John B. Jervis [6]

Los primeros bogies tenían las distancias entre ejes bastante cortas y esto provocaba que sus oscilaciones fueran violentas causando gran cantidad de descarrilamientos. Este problema llegó a su fin en la década de 1850, ya que se aumentó la distancia entre ejes y se otorgó así estabilidad al vehículo. Durante los años siguientes se desarrollaron las ideas de suspensión primaria y secundaria que causaron un gran incremento en la velocidad a la que podían llegar las locomotoras de la época. El ingeniero japonés Matsudaira fue el primero en crear un modelado matemático sobre la rigidez de la suspensión primaria y secundaria del bogie, el cual fue utilizado en la red ferroviaria japonesa Shinkansen en 1964 creando un tren capaz de llegar a los 264 km/h. Se ha demostrado que con los conocimientos actuales de suspensión se podrían realizar bogies ferroviarios capaces de soportar que el vehículo se mueva a 500 km/h [5].

En la Figura 2.2 se puede observar el bogie del tren de la línea japonesa Shinkansen y en la Figura 2.3 el tren de dicha línea.

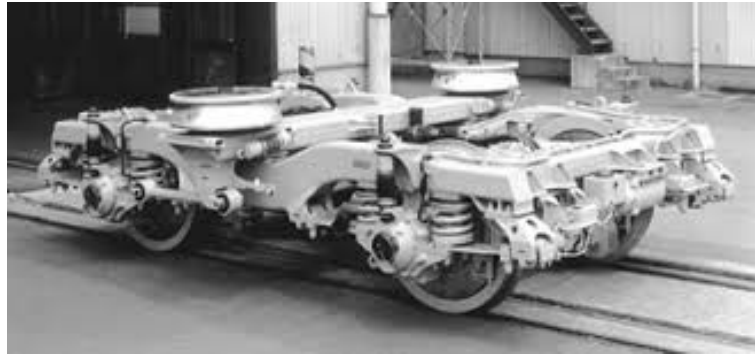


Figura 2.2: Bogie de la línea japonesa Shinkansen [7]



Figura 2.3: Tren de la línea japonesa Shinkansen, todavía en uso [8]

Los bogies pueden ser de dos tipos según su funcionamiento, motores o remolcados, y sus objetivos principales son los siguientes:

- Guiar el vehículo a lo largo de la vía.
- Llevar a cabo la labor de suspensión, primaria y secundaria, absorbiendo las posibles vibraciones que puedan generar las irregularidades de las vías.
- Soportar el peso del vagón.
- En bogies motores, otorgar tracción al vehículo.

- Proporcionar estabilidad en el paso por curva.
- Garantizar la seguridad y el confort de los pasajeros.

Una vez conocidos la labor, los objetivos y la historia del bogie será necesario explicar sus elementos principales. En la Figura 2.4 se puede observar un bogie con sus partes principales indicadas.

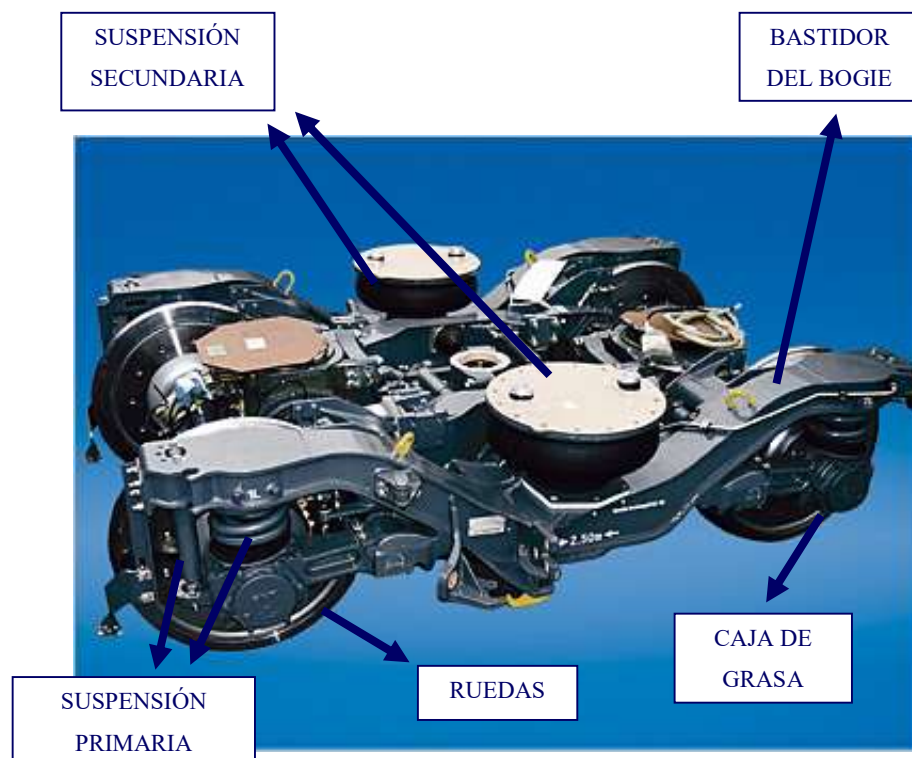


Figura 2.4: Bogie común y sus partes

- **Bastidor del bogie:**

Elemento fundamental del bogie ya que es la estructura que sostiene la carrocería del vehículo. Esta unido a las ruedas a través de la suspensión primaria y al vagón a través de la secundaria.

- **Cajas de grasa:**

Elementos que consisten en unos alojamientos dentro de los cuales se encuentran un conjunto de rodamientos donde se introducen los extremos del eje de las ruedas. A las cajas de grasa se conectan los muelles y amortiguadores que van hacia el bastidor del bogie conformando la suspensión primaria.

- **Suspensión primaria:**

Sistema de suspensión colocado entre las cajas de grasa, que están unidas a las ruedas mediante rodamientos, y el bastidor del bogie. Tiene dos funciones principales, reducir las vibraciones soportadas por el bastidor del bogie y, por tanto, también la de los elementos apoyados sobre este; y favorecer un reparto equitativo del peso del tren sobre las ruedas, evitando así un desgaste desigual en estas y promoviendo una tracción y frenada óptima.

- **Suspensión secundaria:**

Sistema de suspensión, que une el bastidor del bogie y el vagón, encargado de disipar las vibraciones en dirección lateral además de en vertical. Puede estar formada por un conjunto de resortes o a través de balones rellenos de aire conformando una suspensión neumática. Su labor es clave para conseguir el confort de los pasajeros.

- **Ruedas:**

En contacto con los raíles a los que se transmite el par de tracción. Su unión con el resto del tren se realiza por medio de rodamientos que unen los ejes de las ruedas con las cajas de grasa.

2.2. **SERIE 446**

El tren de la Serie 446 desarrollado por RENFE es un tren de cercanías utilizado para el transporte de pasajeros en gran cantidad de núcleos urbanos españoles. En la figura 2.5 se puede observar este tren.



Figura 2.5: Tren de la Serie 446 (RENFE)

En los años 80 existía la necesidad social de que las grandes ciudades españolas estuviesen dotadas de una red ferroviaria de cercanías con vehículos más rápidos, de mayor confort y con mayor capacidad de pasajeros para satisfacer la gran afluencia de usuarios. Esto hizo que RENFE encargase la fabricación de cien unidades de la serie 446 entre 1987 y 1988. Los buenos resultados que dieron estos trenes incentivaron el encargo de otros setenta más en el año 1991. La serie 446 fue fabricada por las empresas CAF, MTM, WESA, Macosa y GEE. Los atentados del 11 de marzo de 2004 provocaron la pérdida de tres unidades, así que la compañía RENFE cuenta con ciento sesenta y siete vehículos de esta serie actualmente. Estos han pasado un proceso de modernización en el año 2005, para mejorar la vida útil de los elementos mecánicos y eléctricos que han sufrido mayor desgaste, y para renovar la imagen y el color de los vehículos [9].

Entre las mejoras técnicas que han supuesto estos trenes frente a los usados anteriormente se encuentra su gran potencia (de 2.000 KW), su configuración M-R-M, una gran aceleración con valor de 1 m/s^2 , capacidad de setecientas personas (entre de pie y sentadas) por tren, mejor accesibilidad con tres puertas por vagón, mejoras en la comunicación con los pasajeros, aire acondicionado,... [9]

El bogie utilizado para esta serie y que va a ser estudiado en este proyecto será un bogie de bastidor de tipo H en cuanto a forma. Cada vagón estará apoyado en dos bogies, los cuales a su vez dispondrán de dos ejes de ruedas. Cada bogie dispondrá de una suspensión primaria compuesta por muelles helicoidales y amortiguadores verticales, y una suspensión secundaria neumática con amortiguadores tanto verticales como horizontales.

En la Figura 2.6 se puede observar una imagen del bogie de la serie 446 de RENFE.



Figura 2.6: Bogie de la serie 446 (RENFE)

2.3. LA VÍA FÉRREA

Según el Artículo 3, 2 del Reglamento de Sector Ferroviario español que se recoge en el BOE nº 315 del 31/12/2004 se conoce como vía o línea férrea a "la parte de la infraestructura ferroviaria que une dos puntos determinados del territorio y que está integrada por los siguientes elementos: plataforma de la vía, superestructura, como carriles y contracarriles, traviesas y material de sujeción, obras civiles como puentes, viaductos y túneles, e instalaciones de electrificación, de señalización y seguridad y de telecomunicación de la vía, caminos de servicio, y los elementos que permiten el alumbrado".

La vía férrea se puede dividir en dos partes principales, denominadas infraestructura y superestructura. La infraestructura está conformada por todos los elementos que dan forma a la explanada o plataforma sobre la cual se situarán los carriles, es decir, las estructuras, explanaciones, puentes,... La superestructura está compuesta por los elementos situados sobre la plataforma y que permiten la correcta circulación del tren [10]. En la Figura 2.7 se puede ver un esquema de los componentes de la vía férrea.

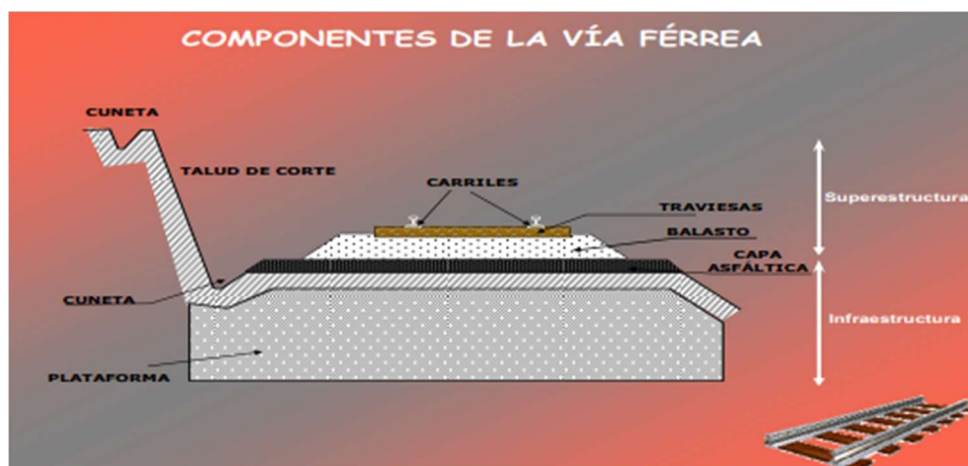


Figura 2.7: Componentes de la vía férrea [10]

La estructura base sobre la que se apoyan los carriles tiene tres partes principales: Balasto, Sub-balasto y Plataforma. Las funciones esenciales de dicha estructura serán repartir las cargas ejercidas por el peso del tren y ayudar a la estabilidad de los carriles.

El elemento más importante de la superestructura es el carril, ya que sobre él va a circular el vehículo ferroviario. Las funciones principales del carril son guiar las ruedas, absorber esfuerzos, transmitir la corriente en líneas de tracción eléctrica y conducir las corrientes de señalización [11].

Como se puede observar en la Figura 2.8, el perfil del carril tiene tres partes: Cabeza, alma y patín.

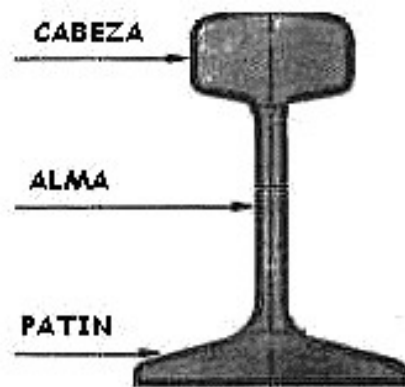


Figura 2.8: Perfil del carril y sus partes

La parte que está en contacto con la rueda del tren es la cabeza. El alma será la zona encargada de transmitir los esfuerzos exteriores hacia el patín que, a su vez, repartirá estos en dirección a la estructura sobre la que los carriles están colocados, que está formada por las traviesas.

Los carriles han de ser robustos, flexibles y tener una cierta inclinación, ya que esto proporcionará estabilidad.

Se conoce como ancho de vía a la distancia que existe entre las caras internas de las cabezas de los carriles izquierdo y derecho.

En el territorio español se dan tres anchos de vía diferentes:

- El ancho tradicional para los ferrocarriles españoles de RENFE que es de 1.668 mm.
- El ancho para Ferrocarriles Españoles de Vía Estrecha (FEVE) que tiene un valor de 1.000 mm.
- El ancho estipulado por la normativa europea UIC, con un valor de 1.435 mm.

La principal causa de la excitación de los trenes va a ser la presencia de irregularidades en las vías. Existen cuatro irregularidades simples a través de cuya composición se puede representar la geometría del carril. Los parámetros que siguen estas irregularidades están recogidos en la Tabla 1.

Tabla 1: Parámetros geométricos de la vía [12]

PARÁMETRO	DEFINICIÓN	ECUACIÓN
GAGE	Distancia horizontal medida entre las cabezas de los raíles.	$\frac{Z_L - Z_R}{2}$ (1)
CROSS LEVEL	Diferencia de elevación entre los dos carriles	$\frac{Y_L - Y_R}{2}$ (2)
ALIGNMENT	Media de las posiciones laterales de ambos carriles.	$\frac{Z_L + Z_R}{2}$ (3)
VERTICAL PROFILE	Elevación media entre ambos carriles.	$\frac{Y_L + Y_R}{2}$ (4)

*En las ecuaciones la variable “Z” es la posición transversal, la “Y” la vertical y “R” y “L” significan derecha e izquierda respectivamente.

En la Figura 2.9 se puede observar una representación visual de dichos parámetros:

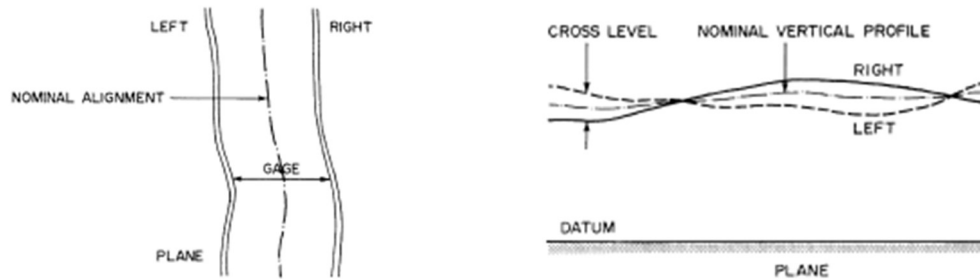


Figura 2.9: Planta y alzado de la geometría de la vía según sus irregularidades [12]

Las anomalías que presentan las vías pueden seguir una variación geométrica periódica o aislada.

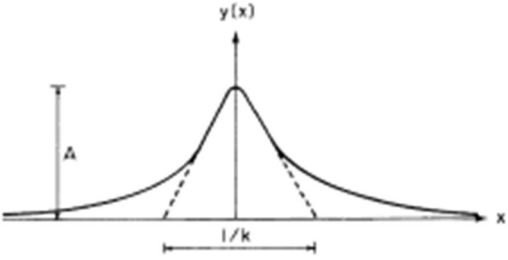
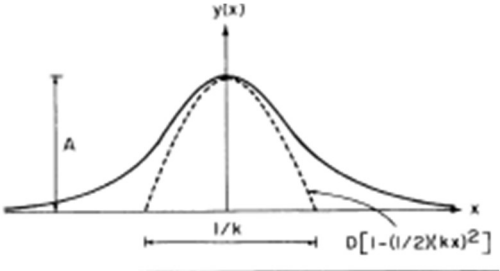
El caso más importante de una irregularidad que siga una variación geométrica periódica será la producida cuando las ruedas circulan sobre las juntas que unen los vanos que conforman el carril. Como los vanos tienen la misma longitud esta irregularidad se repetirá periódicamente, siguiendo el desplazamiento vertical en las ruedas la siguiente función:

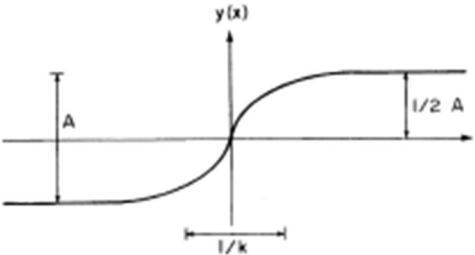
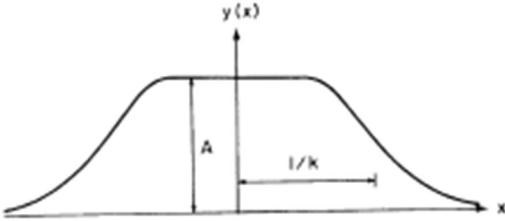
$$y(x) = A \times e^{-k \times |x|} \quad (5)$$

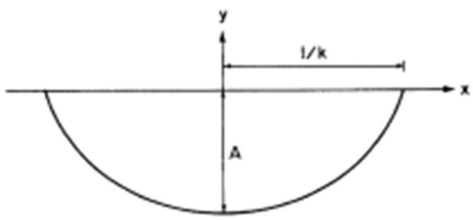
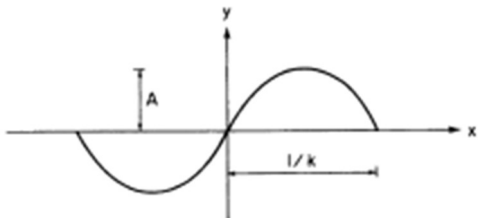
Donde “x” es la posición longitudinal en el carril, “y(x)” es la posición del perfil del carril en función de “x”, “A” es la amplitud de la irregularidad y “k” es el factor de disipación de esta, es decir, mide el tiempo que se tarda en circular sobre dicha anomalía.

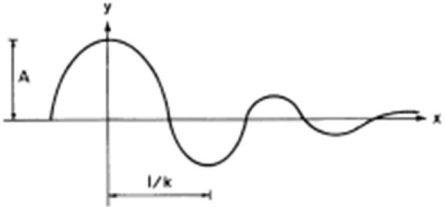
En cuanto a irregularidades aisladas de la vía van a existir 7 tipos principales de anomalías que se pueden observar en la Tabla 2:

Tabla 2: Tipos de irregularidades aisladas de la vía. [12]

IRREGULARIDAD	CAUSAS	REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y ANALÍTICA
CUSP	Juntas, desvíos, enclavamientos, pliegues, barras amortiguadoras, pilares de puentes.	 $y = A \times e^{-k \times x } \quad (6)$
BUMP	Partes blandas, zonas embarradas, fallo en el balasto, hundimientos, juntas, espirales, cruces, puentes, pasos a nivel, desvíos, enclavamientos.	 $y = A \times e^{(-1/2)(k \times x)^2} \quad (7)$

IRREGULARIDAD	CAUSAS	REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y ANALÍTICA
JOG	Espirales, puentes, cruces, enclavamientos, cambios en el balasto.	 $y = \frac{A \times k \times x}{(1 + 4k^2 \times x^2)^{1/2}} \quad (8)$
PLATEAU	Puentes, pasos a nivel, zonas en mantenimiento.	 $\left(\frac{A^2}{1 + (k \times x)^8} \right)^{1/2} \quad (9)$

IRREGULARIDAD	CAUSAS	REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y ANALÍTICA
TROUGH	Zonas blandas, cambios de rasante suaves e inestables, espirales.	 $y = A \times k \times \left[\left(\frac{1}{k} \right)^2 - x^2 \right]^{1/2} \quad (10)$
SINUSOID	Espirales, puentes, zonas blandas.	 $y = A \times \sin(\pi \times k \times x) \quad (11)$

IRREGULARIDAD	CAUSAS	REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y ANALÍTICA
DAMPED SINUSOID	Espirales, desvíos, zonas blandas localizadas.	 $y = A \times e^{-k \times x} \times \cos(\pi \times k \times x) \quad (12)$

En las funciones la variable “A” denota la amplitud de la irregularidad, mientras que el tiempo que dura esta va a ser función de la relación “ $1/k$ ”.

Los valores que pueden tomar las variables A y k según el tipo de defecto que se de en las vías se recogen en la Tabla 3:

Tabla 3: Valores de los parámetros A y k según el tipo de defecto. [12]

Signature	Range of values							
	Gage		Alignment		Cross level		Profile	
	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)
Cusp	0.8–1.4	0.016–0.061	0.5–3.0	0.011–0.103	0.9–3.0	0.031–0.095	0.9–3.0	0.016–0.095
Bump	0.8–1.4	0.031–0.040	0.5–2.8	0.009–0.083	1.0–3.0	0.017–0.831	0.5–4.0	0.013–0.065
Jog	*	*	0.5–3.3	0.006–0.025	1.6–2.8	0.020–0.050	0.5–5.0	0.008–0.045
Plateau	0.8–1.3	0.029–0.080	1.2–1.6	0.025–0.027	0.6–1.0	0.026–0.040	0.9–3.0	0.009–0.033
Trough	*	*	1.4–2.2	0.013–0.029	*	*	0.7–2.0	0.020–0.025
Sinusoid	*	*	0.8–1.2	0.033–0.020	*	*	1.0–1.5	0.020–0.025
Damped sinusoid	0.5–1.0	*	1.0–2.2	0.013–0.015	0.9–1.2	0.051–0.061	*	*

* Asterisks denote cases in which signatures were not observed in the data.

Los valores de la tabla anterior vienen dados en pulgadas y pies así que será necesario pasarlos a unidades del Sistema Internacional a la hora de trabajar con ellos.

Este proyecto se va a centrar en estudiar el comportamiento del bogie frente a una irregularidad del tipo bump.

2.4. EL SISTEMA VIBRATORIO DEL BOGIE

Tal y como se ha explicado en la introducción de este proyecto, se conoce como vibración a un movimiento que se repite en un intervalo de tiempo. Un sistema vibratorio funciona bajo la Ley de la Conservación de la Energía, es decir, la energía cinética que posee el cuerpo se transforma en energía potencial, ya sea a través de la acumulación de esta energía a través de muelles o debido a que se produzca una deformación elástica en el material, y más tarde se vuelve a transformar en energía cinética y así sucesivamente. Hay que tener en cuenta que en estos sistemas se puede ir perdiendo parte de la energía por la producción de ruido o calor. Esta pérdida gradual de energía es conocida como “damper”.

El número de grados de libertad que posee un sistema vibratorio viene determinado por el número mínimo de coordenadas independientes que necesitan conocerse para que la posición de todos los elementos de dicho sistema queden completamente determinados. A continuación se pueden observar ejemplos de sistemas con uno, dos y tres grados de libertad dependiendo del número de coordenadas independientes que estos posean [1]. En la Figura 2.10 se puede observar un sistema de un grado de libertad, la Figura 2.11 uno de dos grados de libertad, y la Figura 2.13 un sistema de tres grados de libertad.

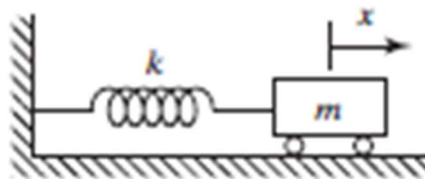


Figura 2.10: Sistema con un grado de libertad

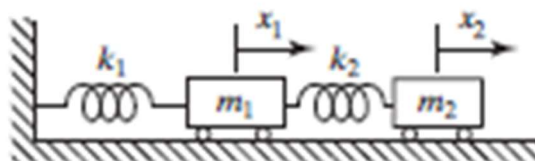


Figura 2.11: Sistema con dos grados de libertad

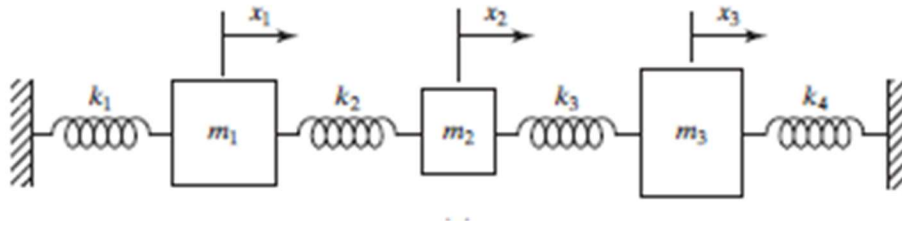


Figura 2.12: Sistema con tres grados de libertad

A medida que los grados de libertad de un sistema aumentan este será más complejo, pero también se conseguirá un análisis más fidedigno con el comportamiento real de dicho sistema.

Para el caso particular de un vehículo ferroviario se puede interpretar su sistema vibratorio desde el caso más simple, considerando el tren como una masa unida al perfil de la vía por un muelle y un amortiguador, formando un sistema de tan solo un grado de libertad, hasta poder realizar un análisis mucho más complejo con cinco grados de libertad como el que se puede observar en la Figura 2.13.

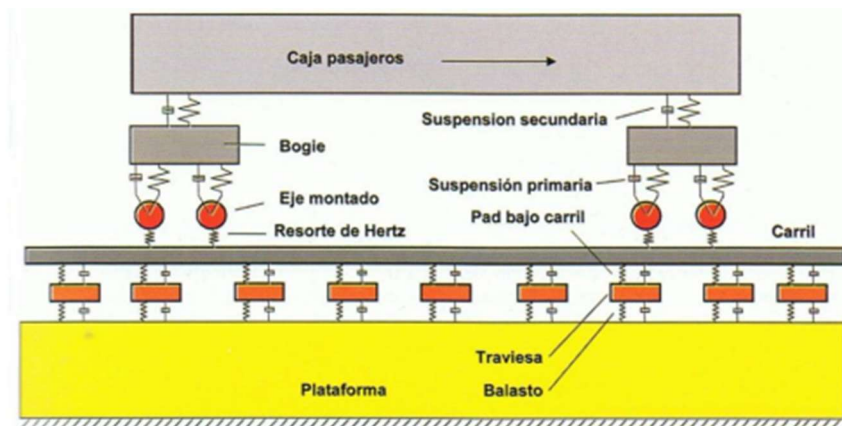


Figura 2.13: Representación de un sistema de cinco grados de libertad de un tren [13]

En este proyecto se va a despreciar el efecto producido por la suspensión secundaria y se va a centrar en la suspensión primaria del bogie sobre los ejes de ruedas y en el contacto rueda-carril.

3. DESCRIPCIÓN DE **HERRAMIENTAS** **EMPLEADAS**

La herramienta utilizada en la elaboración de este proyecto será el programa informático PTC Creo en sus modalidades Parametric y Simulate.

PTC Inc. (Parametric Technology Corporation) es una compañía informática que cuenta con más de seis mil empleados fundada en Boston, Massachusetts en 1985. Esta empresa se dedica principalmente al desarrollo de software y servicios informáticos. Entre sus productos más comercializados se encuentran los programas PTC Creo, PTC Windchill, PTC Mathcad, PTC Integrity, PTC Servigistics, PTC Arbortext y ThingWorx. En la Figura 3.1 se puede observar el logo de la empresa PTC.



Figura 3.1: Logo de PTC Inc.

PTC Creo está orientado al diseño asistido por ordenador (CAD), la fabricación asistida por ordenador (CAM) y a la ingeniería asistida por ordenador (CAE); y es un paquete de software de diseño de productos en 2D y 3D utilizado para crear, analizar y ver diseños de productos. La plataforma PTC Creo está compuesta de los siguientes programas:

- PTC Creo Parametric.

- PTC Creo Simulate.
- PTC Creo direct.
- PTC Creo view.
- PTC Creo options modeler.
- PTC Creo illustrate.
- PTC Creo illustrate schematics.

Por lo tanto las tres capacidades más importantes del programa serán diseño, análisis y fabricación:

- **Diseño:** A través de su versión Parametric, PTC Creo se convierte en una de las propuestas más interesantes del mercado en cuanto a diseño por ordenador, compitiendo con programas como Catia o Solid Works. Entre las mayores cualidades a favor de la utilización se encuentra su intuitividad de uso y por tanto fácil aprendizaje, un modelado flexible que permite que los usuarios efectúen cambios en cualquier geometría independientemente de su origen sin perder la intención del diseño, y que resuelve uno de los mayores problemas que tienen las empresas, la dificultad y falta de compatibilidad entre programas de CAD, CAM y CAE. Este problema se resuelve integrando todos estos procesos en la misma plataforma. La capacidad de modelado flexible va a ser un atractivo para gran cantidad de empresas, como la compañía KTM que basa el diseño de sus motocicletas en la creación de un diseño conceptual sobre el cual se realizan modificaciones a fin de conseguir un rendimiento óptimo. Además se ofrecen muchas herramientas de diseño, como la posibilidad de realizar un amplio abanico de geometrías, uniones por soldadura o por tornillos, cableados, tuberías...

- **Análisis:** El programa PTC Creo permite realizar análisis térmicos y estructurales. La realización de un análisis térmico, a partir de la imposición de condiciones de contorno y cargas térmicas, nos permitirá estudiar la dirección de los flujos de calor y la variación de temperatura. Por otro lado, estructuralmente se pueden realizar varios tipos de análisis [14]:
 - Análisis estático: Analiza las tensiones y deformaciones de la pieza en cuestión causadas por un sistema de cargas predeterminado independiente del tiempo.
 - Análisis modal: Analiza los modos de vibración de la pieza. Siempre ha de realizarse este tipo de análisis antes de la realización de un análisis dinámico.
 - Análisis con precarga: Realiza los análisis estático y modal considerando el efecto de una precarga sobre la pieza.
 - Análisis de fatiga: Calcula el número de ciclos de vida que posee una pieza que se encuentra sometida a tensiones o momentos de manera cíclica y también calcula la tensión necesaria para que dicha pieza falle por fatiga tras un número determinado de ciclos.
 - Análisis de pandeo: Calcula el factor de pandeo de una estructura tras la realización de un análisis estático.
 - Análisis dinámico: Analiza la pieza cuando las cargas no permanecen estáticas. Puede ser efectuado con respecto a la frecuencia, cuando el sistema de cargas es función de la frecuencia, variando de manera periódica; respecto al tiempo, cuando el sistema de cargas es transitorio; de respuesta aleatoria, a través de un análisis de la densidad espectral; y análisis de choque dinámico, ante excitaciones transitorias cortas.
- **Fabricación:** El programa da soluciones de control numérico e indica las trayectorias que deben de seguir las herramientas para que el proceso de fabricación se desarrolle en condiciones óptimas.

4. METODOLOGÍA

En este apartado se van a tratar varios puntos clave sobre la metodología que se ha seguido a la hora de realizar el proyecto:

- **ANTECEDENTES:** Se destacan los siguientes trabajos que se han utilizado como guía para la elaboración de este proyecto:
 - El Proyecto de Fin de Carrera *Respuesta Dinámica del Bogie Y21 ante irregularidades de la vía del tipo Plateau, Damped Sinusoid y Bump* realizado por D. Carlos Pulido Bargsten [14].
 - El Proyecto de Fin de Carrera *Estudio del comportamiento en curva de un bogie Y25* de D. Rubén Manzanque Castellanos [11].
- **PLANNING:** Para la elaboración del trabajo se siguen los siguientes pasos:
 - 1- Diseño del modelo en CAD.
 - 2- Aplicación de suspensión y restricciones cinemáticas en el modelo.
 - 3- Asignación del material.
 - 4- Mallado del modelo.
 - 5- Análisis modal del modelo.
 - 6- Realización del ensayo dinámico del modelo cuando este circula sobre la vía con un defecto tipo bump.
- **RESULTADOS ESPERADOS:** Se espera la obtención de los modos de vibración del bogie de la serie 446 y el valor de las aceleraciones que se dan en las cajas de grasa frente a un defecto de la vía del tipo bump cuando este posee una envergadura máxima. También se van a calcular los parámetros de este defecto cuando en las cajas de grasa se da una aceleración de 1, 2.5, 5, 7.5 y 10 veces el valor de la aceleración de la gravedad.

4.1. DISEÑO DEL MODELO DEL BOGIE 446 EN CAD

Basándose en los planos cedidos por RENFE a la UC3M del bogie de la serie 446 [15] se realizará el modelo del bogie a través del programa PTC Creo Parametric. Se decide modelar el bastidor, las cajas de grasa y las ruedas del bogie y posteriormente proceder a su ensamblado:

- **BASTIDOR:**

En la Figura 4.1 se puede observar el modelo realizado del bastidor con varios detalles de interés.

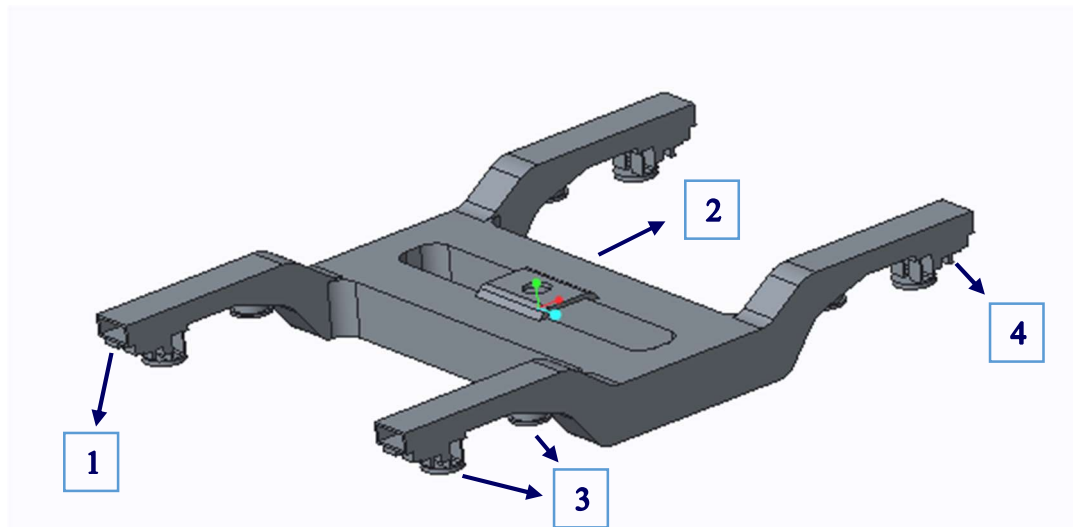


Figura 4.1: Bastidor bogie 446 modelado en Creo Parametric

1. El primer detalle de la imagen muestra el grosor de las chapas de acero del bastidor del bogie que va a tener un valor de 15 milímetros. Este espesor de chapa se puede observar en la Figura 4.2 que muestra las líneas ocultas del modelo.

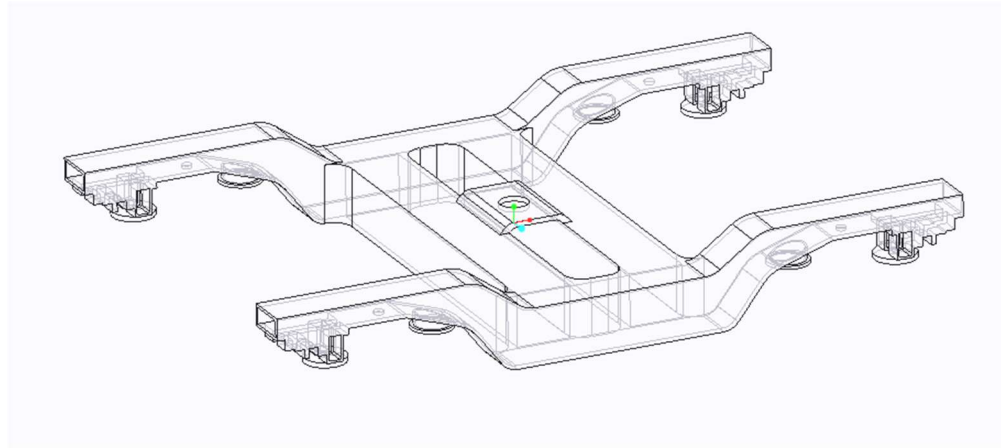


Figura 4.2: Detalle 1 de la figura 6.1

2. El segundo detalle muestra la zona donde se coloca la suspensión secundaria neumática del bogie. En este proyecto no se utilizará con este fin ya que no se van a tener en cuenta los efectos de esta suspensión pero sí que se va a utilizar este agujero para, a través del programa, establecer las limitaciones que impiden que el bogie se desplace de manera transversal y longitudinal a la vía. Se puede observar en la Figura 4.3 dicho agujero.

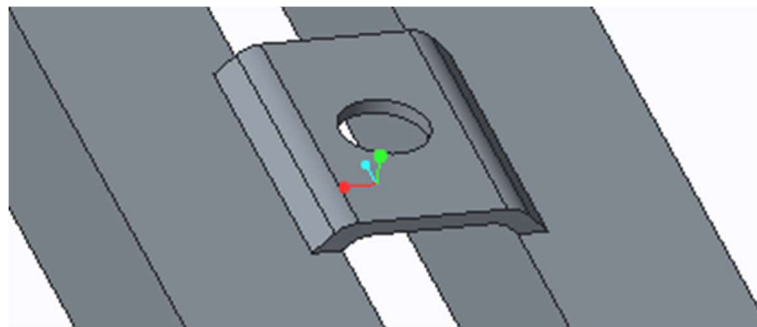


Figura 4.3: Detalle 2 de la figura 6.1

3. El tercer detalle muestra las bases circulares sobre las que se van a conectar la parte superior de los resortes que conforman la suspensión primaria del bogie. Además se realiza un pequeño vaciado circular por el que va a incidir el tubo cilíndrico superior de las cajas de grasa. En la Figura 4.4 se pueden observar las bases circulares para los resortes y el agujero por el que incide el tubo superior de las cajas de grasa.

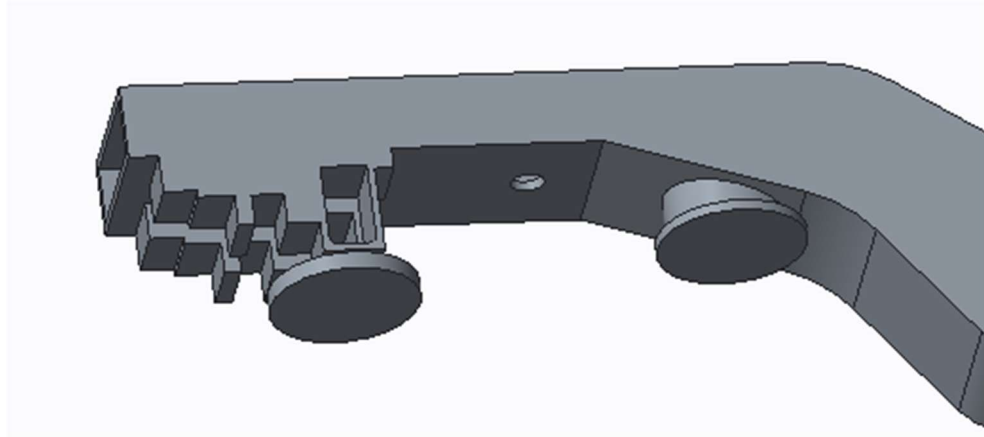


Figura 4.4: Detalle 3 de la figura 6.1

4. El cuarto detalle de la Figura 6.1 muestra las hendiduras donde se van a situar las bielas que limitan la dirección del movimiento de las cajas de grasa. Estas bielas no se han modelado en este proyecto ya que la dirección del movimiento de las cajas de grasa se ha limitado posteriormente a través de una función de Creo Simulate. De todas formas, estas hendiduras pueden servir para futuros proyectos en los que si se pueda considerar el modelado y ensamblado de las bielas como guía. En la Figura 4.5 se pueden observar dichas hendiduras.

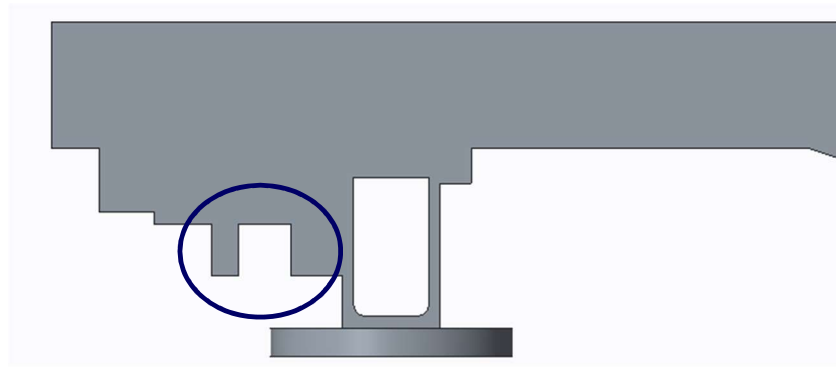


Figura 4.5: Detalle 4 de la figura 6.1

- **RUEDAS:**

Basándose en los planos del bogie [15] se ha realizado el modelado del eje de las ruedas. Como cada bogie posee dos ejes, este diseño se va a utilizar dos veces en el posterior ensamblado. Estos ejes han de ser lo más fidedignos posibles en cuanto a valores de distancias de vital importancia como el ancho de vía (de 1668 milímetros) o el valor que posee el diámetro de las ruedas (890 milímetros). Se han incluido también en el modelo los discos de freno, que aunque no se usen en este proyecto pueden ser útiles en futuros proyectos en los que se realice, por ejemplo, una evaluación de la frenada del bogie de la serie 446. En la Figura 4.6. se puede observar el modelo del eje de las ruedas diseñado en Creo Parametric.

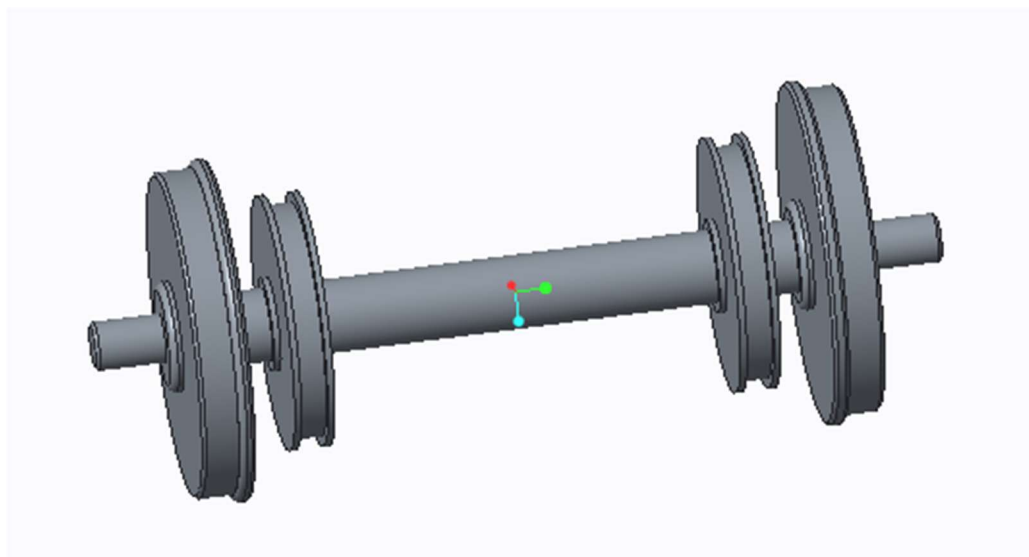


Figura 4.6: Modelo de las ruedas del bogie en Creo Parametric

- **CAJAS DE GRASA:**

Cada bogie poseerá cuatro cajas de grasa simétricas entre si dos a dos, por lo tanto se han tenido que diseñar dos modelos diferentes de caja de grasa denominados posteriormente *caja de grasa izquierda* y *caja de grasa derecha*. En la Figura 4.7 y en la Figura 4.8 se pueden observar la parte frontal y posterior de la caja de grasa derecha con una serie de detalles señalados que se explicarán posteriormente; mientras que en la Figura 4.9 y la Figura 4.10 se pueden observar las partes frontal y posterior de la caja de grasa izquierda.

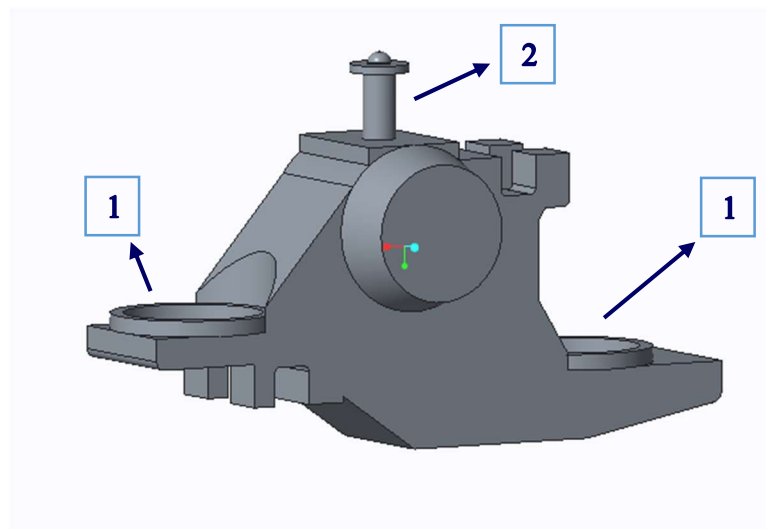


Figura 4.7: Parte frontal de la caja de grasa derecha en Creo Parametric

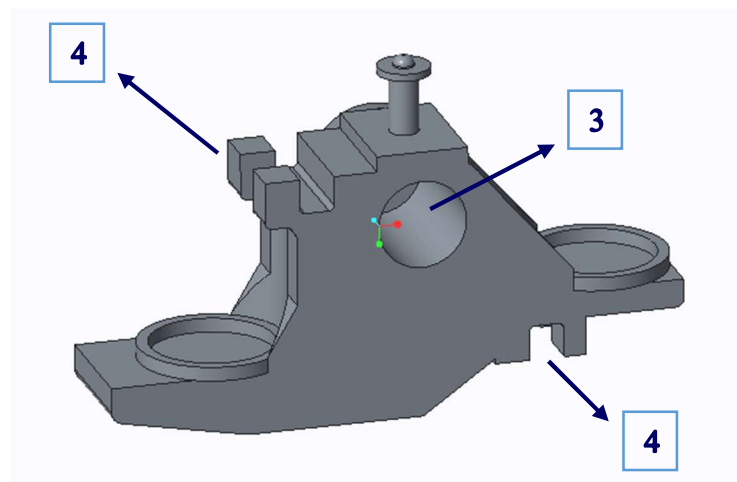


Figura 4.8: Parte posterior de la caja de grasa derecha en Creo Parametric

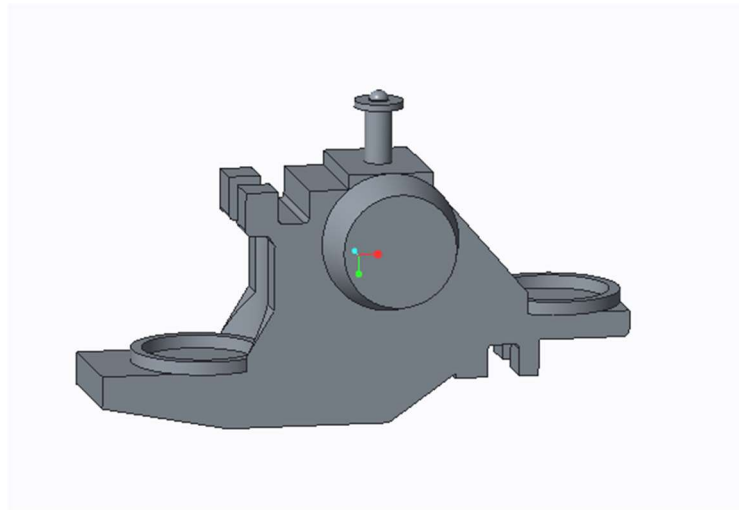


Figura 4.9: Parte frontal de la caja de grasa izquierda en Creo Parametric

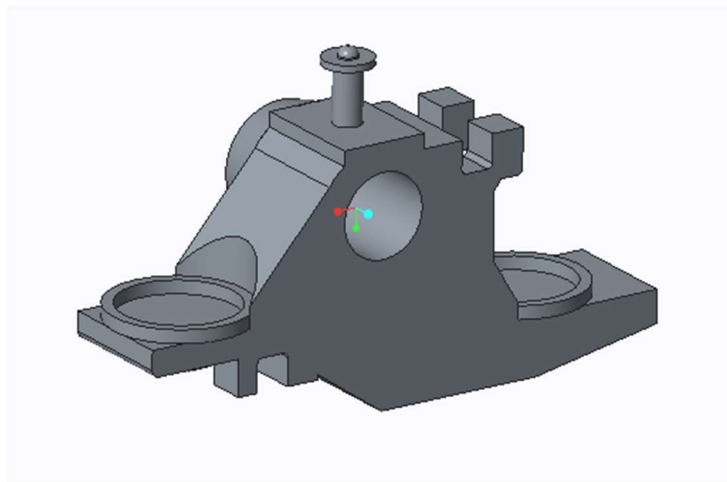


Figura 4.10: Parte posterior de la caja de grasa izquierda en Creo Parametric

1. Bases circulares para la colocación de los muelles de la suspensión primaria.
2. Cilindro guía que se introduce en el bastidor del bogie.
3. Agujero que posee los rodamientos que conectan las cajas con el eje de las ruedas.
4. Hendiduras en las que se enganchan las bielas que sirven de guía.

- **CONJUNTO DEL BOGIE**

Una vez se tiene modelado el bastidor, las ruedas y las cajas de grasa, se procede a realizar su ensamblado. Para ello se hace coincidir el eje de las ruedas con el de los agujeros existentes en las cajas de grasa y también los ejes de los círculos creados en el bastidor y las cajas de grasa. En la Figura 4.11 se puede observar el resultado del ensamblado, en la Figura 4.12 la vista lateral del conjunto del bogie, en la Figura 4.13 la vista frontal del bogie y en la Figura 4.14 la planta del bogie de la serie 446 ensamblado.

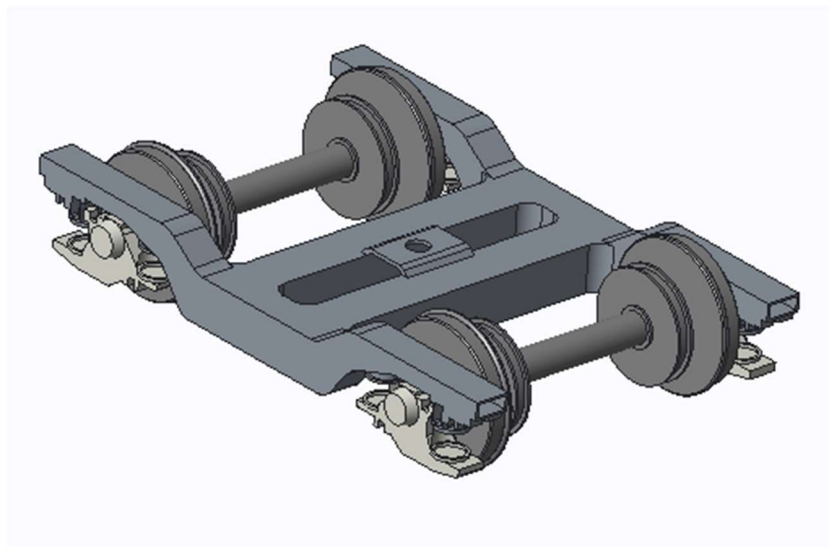


Figura 4.11: Partes del bogie de la serie 446 ensambladas en Creo Parametric

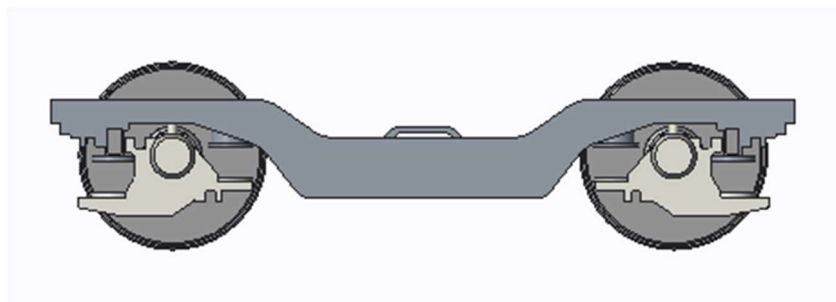


Figura 4.12: Vista lateral del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric

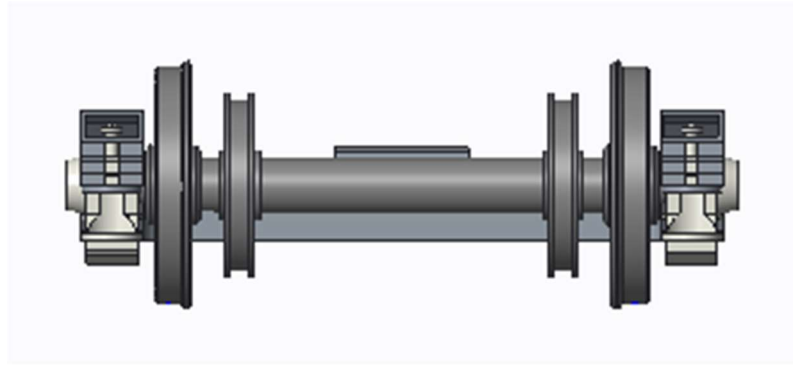


Figura 4.13: Vista frontal del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric

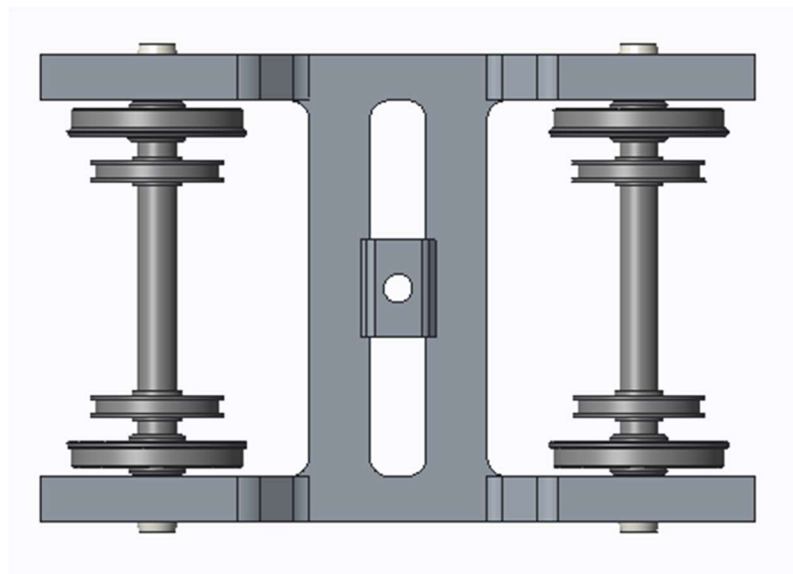


Figura 4.14: Planta del bogie de la serie 446 ensamblado en Creo Parametric

4.2. REALIZACIÓN DE CONEXIONES, SUSPENSIÓN Y RESTRICCIONES CINEMÁTICAS NECESARIAS EN EL MODELO.

4.2.1. Contacto rueda-carril

Para simular el contacto de las ruedas del bogie con el carril de la vía se plantean dos opciones, o bien modelar la vía en Creo Parametric y hacer que el modelo del bogie circule sobre ella, o bien utilizar una función de Creo Simulate para simular este contacto. Se decide seguir el segundo camino ya que será más sencillo.

La teoría de Hertz estudia la interacción entre dos superficies con contacto entre sí, analizando su sistema de fuerzas normales y tangenciales. El contacto rueda-carril se supone similar al que formarían dos superficies esféricas en contacto. La huella producida por este contacto si no se ejerce ninguna carga tendrá forma de punto, pero al ejercerse una fuerza normal a estas superficies (en este caso el peso del tren) pasará a tener forma de circunferencia. Como en el contacto se producen también fuerzas tangenciales, como la fricción que se da entre la rueda y el carril, la forma real de la huella de contacto será una elipse [16]. En la Figura 4.15 se puede observar la huella de contacto rueda-carril.

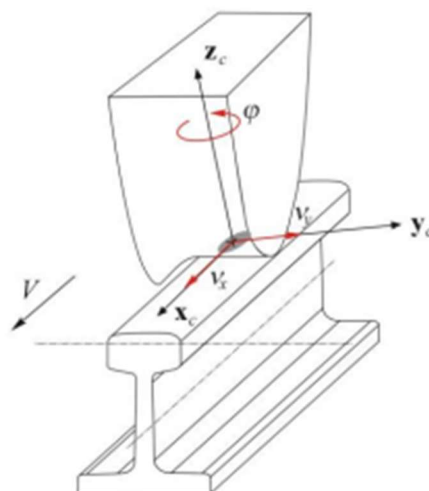


Figura 4.15: Huella de contacto rueda-carril (Rovira, 2012) [17]

Como simplificación se ha supuesto que la huella de contacto tiene forma de circunferencia de 2 cm^2 de área, centradas en la superficie de las ruedas que está en contacto con el carril. Para ello realizaremos en Creo Simulate el *esbozo* de la circunferencia en el plano XY y posteriormente utilizaremos el comando *proyectar* para desplazar este hasta la superficie exterior de la rueda. En la Figura 4.16 se muestra, de color verde, la huella de contacto proyectada a través de Creo Parametric.

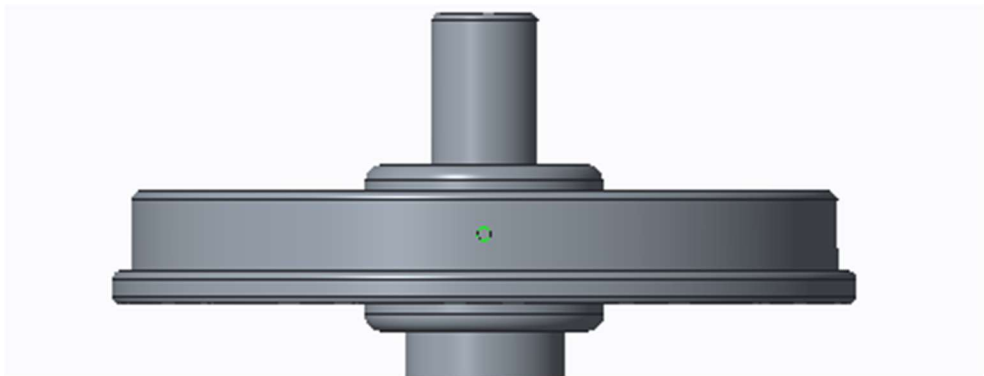


Figura 4.16: Huella de contacto

De la misma manera se realiza la huella también en la otra rueda. Para simular la iteración con la vía se crea un muelle en el centro de la huella del tipo *to ground*, a través del comando *muelle*, y se añaden unos valores de rigidez longitudinal (K_{xx}) y de vertical (K_{yy}) de 35.000.000 N/mm, y un valor de rigidez transversal (K_{zz}) de 86.000 N/mm [14]. En la Figura 4.17 se pueden observar las propiedades de dicho muelle.

Spring Property "SpringProp1toground"	
Property	Value
Auto Coupling	Yes
Extensional Stiffness (K)	$\begin{bmatrix} 35000000 & & \\ & 35000000 & \\ & & 86000 \end{bmatrix} \text{ [N / mm]} = \begin{bmatrix} 3.5\text{e}+10 & & \\ & 3.5\text{e}+10 & \\ & & 8.6\text{e}+07 \end{bmatrix} \text{ [kg / sec^2]}$
Torsional Stiffness (T)	$\begin{bmatrix} 0 & & \\ & 0 & \\ & & 0 \end{bmatrix} \text{ [mm N / rad]} = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & 0 & \\ & & 0 \end{bmatrix} \text{ [mm^2 kg / (sec^2 rad)]}$

Figura 4.17: Propiedades muelle "to ground", contacto rueda-carril

De esta forma este muelle solo afecta al punto sobre el cual se ha conectado, así que será necesario unir dicho punto con la totalidad de la huella de contacto. Esto se podrá realizar con la creación de una unión del tipo *weighted link*. Esto se realiza pinchando el comando *weighted link* y posteriormente seleccionando las superficies que se quieren ligar y el punto al que se quiere que estas estén unidas. En la Figura 4.18 se puede ver la realización del *weighted link* en la huella de contacto.

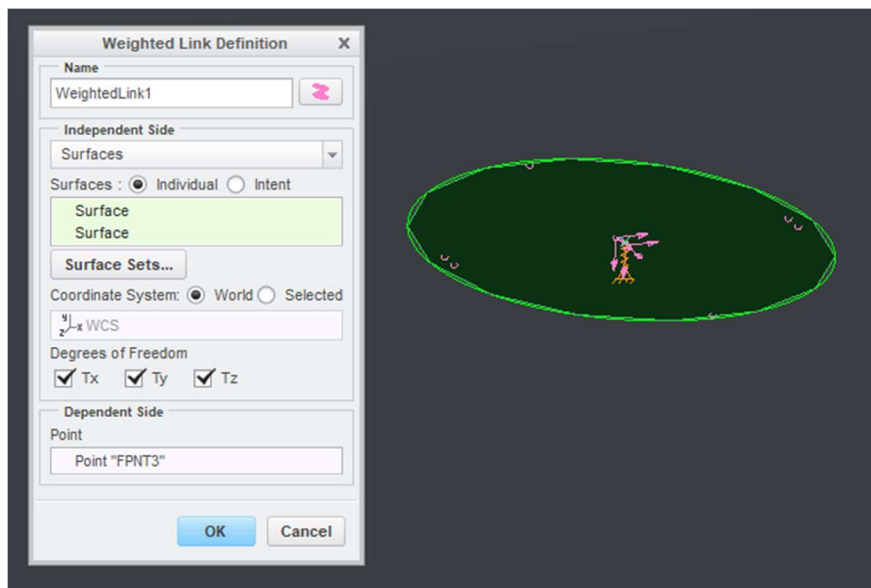


Figura 4.18: Weighted link en la huella de contacto

De esta manera se habrá conseguido simular el efecto del contacto rueda-carril como se puede observar en la Figura 4.19.

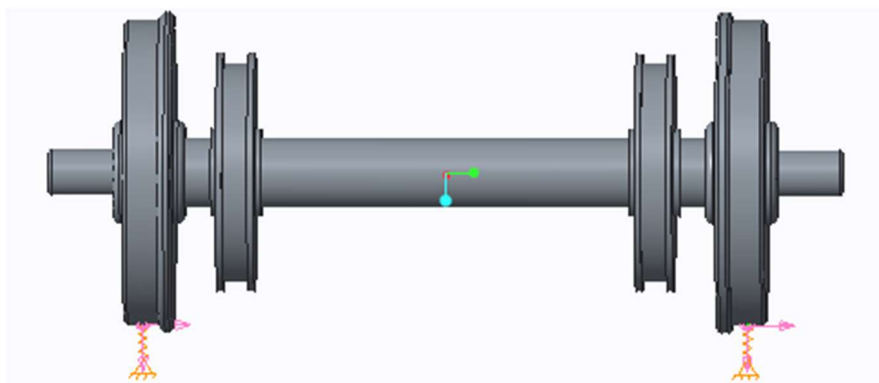


Figura 4.19: Ruedas con muelles "to ground" colocados

4.2.2. Rodamientos de las cajas de grasa

Los ejes de las ruedas están unidos a las cajas de grasa a través de rodamientos de cilindros. En el modelo estos rodamientos se simularán a través de la creación de resortes con Creo Simulate que ligen la superficie exterior de las zonas laterales cilíndricas del eje, con las caras internas cilíndricas de los agujeros de las cajas de grasa.

Para esta simulación se realizará un muelle de tipo “advanced” a través del comando *muelle* en Creo Simulate y se unirán los extremos de los ejes de las ruedas con las cajas de grasa. Estos se pueden observar en la Figura 4.20 (en color verde).

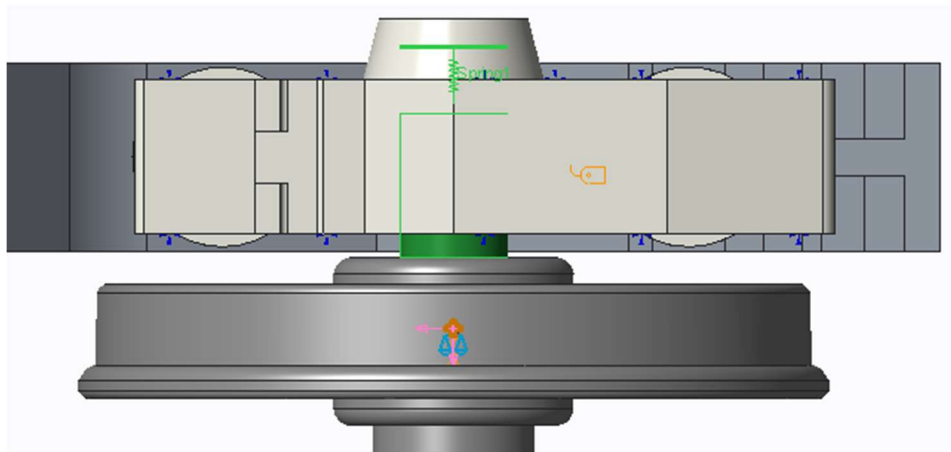


Figura 4.20: Muelle para simulación de rodamientos

Las rigideces de este resorte valdrán 200.000 N/mm en todas las direcciones [14]. En la Figura 4.21 se pueden observar las propiedades de este muelle de tipo “advanced”.

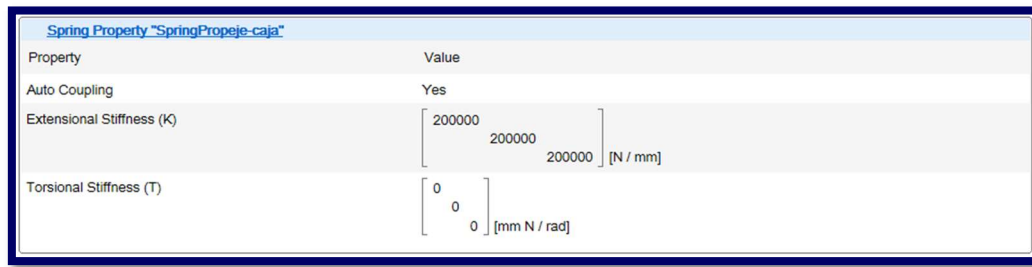


Figura 4.21: Propiedades muelle "advanced" de los rodamientos

De nuevo será necesaria la realización de *weighted links* para unir los puntos de los extremos de los muelles con las superficies cilíndricas de los ejes y las cajas de grasa en los que se espera que actúe dicho muelle simulando un rodamiento cilíndrico. La realización de dichos *weighted links* se puede observar en la Figura 4.22 y en la Figura 4.23 respectivamente.

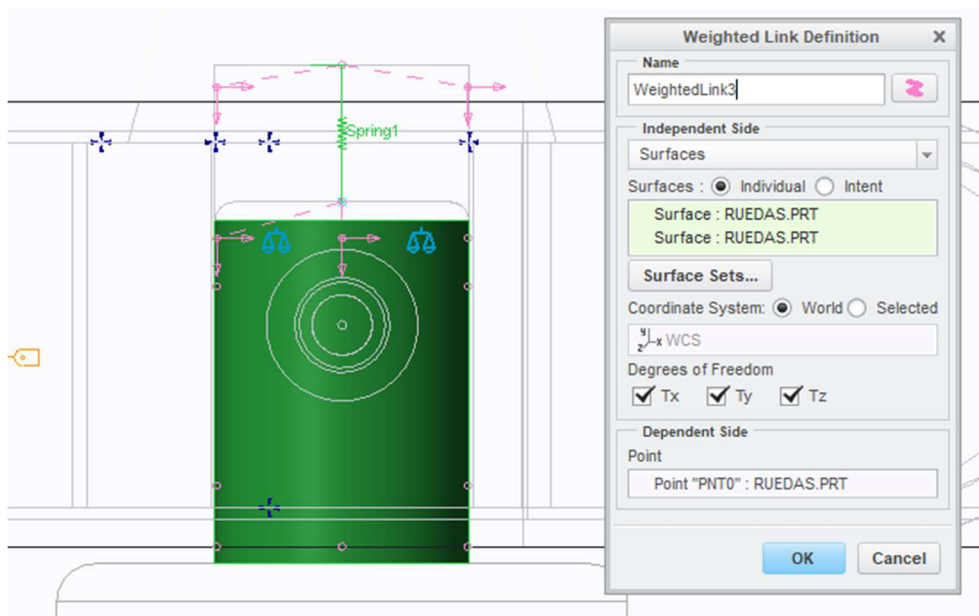


Figura 4.22: Weighted link de los rodamientos en el eje de ruedas

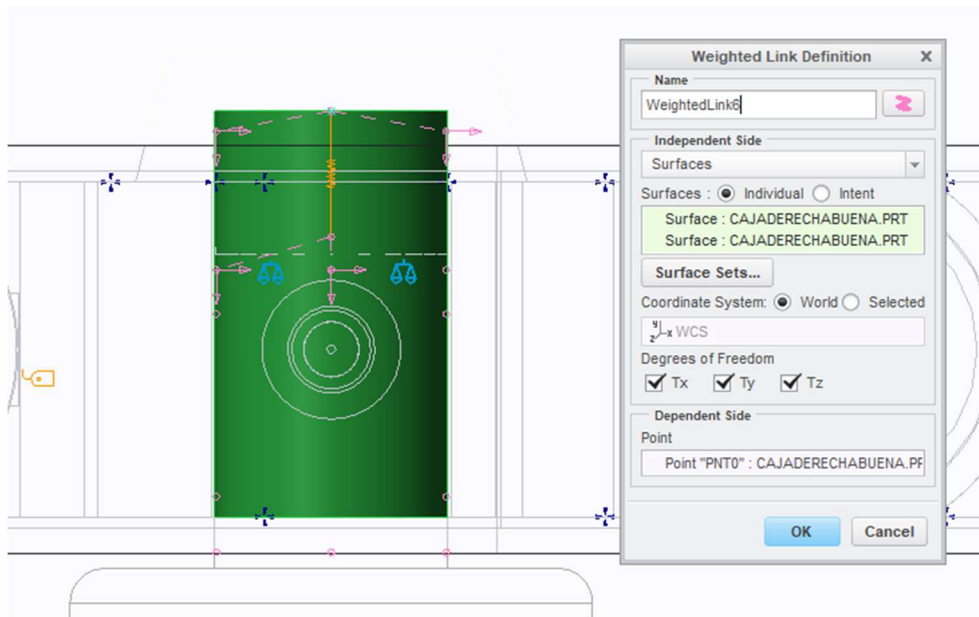


Figura 4.23: Weighted link de los rodamientos en los agujeros de las cajas de grasa

4.2.3. Suspensión primaria

La unión entre las cajas de grasa y el bastidor del bogie estará formado por la disposición de dos muelles helicoidales simples con topes elásticos dispuestos en paralelo en cada caja de grasa que formarán la suspensión primaria, un amortiguador modelo “KOM 02A-127 1” en cada caja de grasa y un par de bielas que limitarán la dirección en la que se mueven las cajas [15]. La Figura 4.24 muestra el plano de la suspensión primaria del bogie de la serie 446 y sus diferentes elementos.

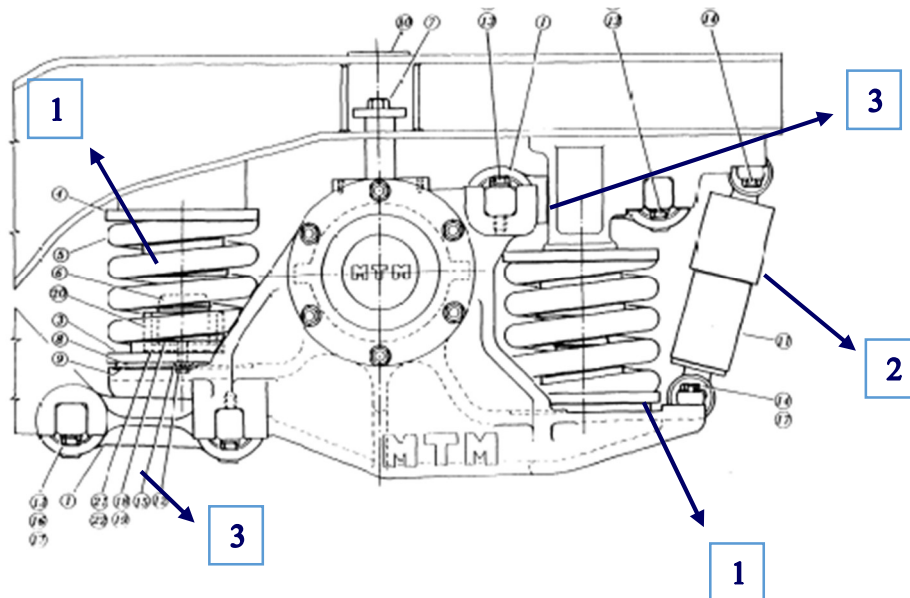


Figura 4.24: Plano suspensión primaria

En la figura:

1-Muelles de suspensión primaria. 2-Amortiguador. 3-Bielas.

Para simular la función de las bielas se restringe el movimiento en las cajas de grasa para que este solo transcurra en el eje vertical. Para ello se utiliza el comando *displacement* de Creo Simulate y se crea una restricción, *constraint*, que solo permita el movimiento vertical. Esto se aplica a las cuatro cajas de grasa.

Para la simulación de los muelles y del amortiguador se deben estudiar los valores de la suspensión primaria del bogie que vienen recogidos en la “Norma Técnica de Mantenimiento” [15]. Gracias a ellos se calcula que cada muelle de la suspensión primaria deberá tener una rigidez vertical (K_{yy}) de 3.500 N/mm (valor sacado a través de la flexibilidad del bogie), una rigidez longitudinal (K_{xx}) de 12.500 N/mm (25.000N/mm por caja) y una rigidez transversal (K_{zz}) de 1.610 N/mm(3.220 N/mm por caja).

Para la utilización de estos muelles se utiliza el comando *muelle* y se realizan dos muelles en cada caja de grasa con las propiedades explicadas anteriormente y que se pueden observar en la Figura 4.25.

Spring Property "SpringPropspring_suspensionprim"	
Property	Value
Auto Coupling	Yes
Extensional Stiffness (K)	$\begin{bmatrix} 12500 & & \\ & 3500 & \\ & & 1610 \end{bmatrix} \text{ [N / mm]}$
Torsional Stiffness (T)	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ [mm N / rad]}$

Figura 4.25: Propiedades de los muelles de la suspensión primaria

Una vez realizados los muelles es necesario ligar los puntos de sus extremos a las superficies circulares que se crearon como base de los resortes. Para ello vamos a utilizar la función *rigid link* uniendo cada extremo de los muelles con su respectiva base. La diferencia existente entre aplicar el comando *rigid link* en lugar de *weighted link* es que los elementos que se han unido se comportan como un sólido rígido en vez de un sólido flexible. Este proceso se realizará en cada uno de los dos muelles de las cuatro cajas de grasa del conjunto. En la Figura 4.26 y en la Figura 4.27 se muestra la realización de dichos *rigid links*.

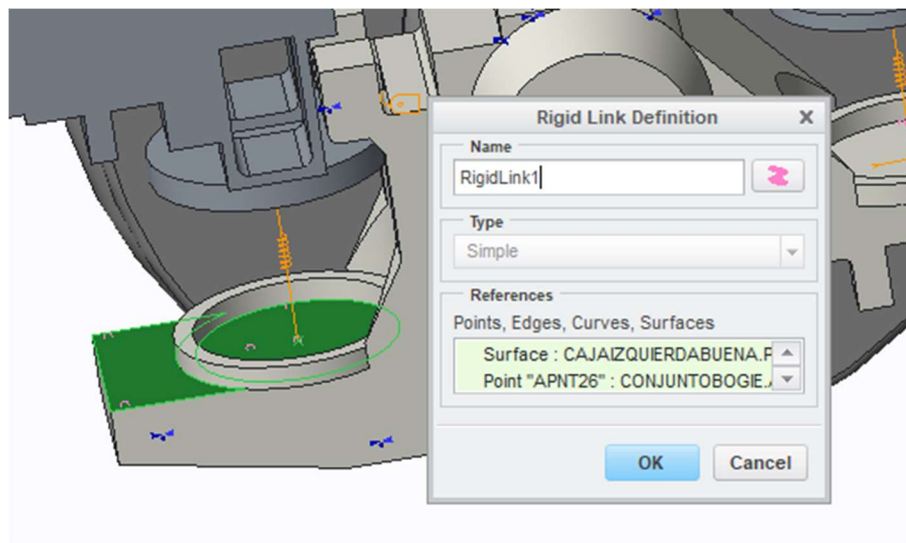


Figura 4.26: Rigid link suspensión primaria 1

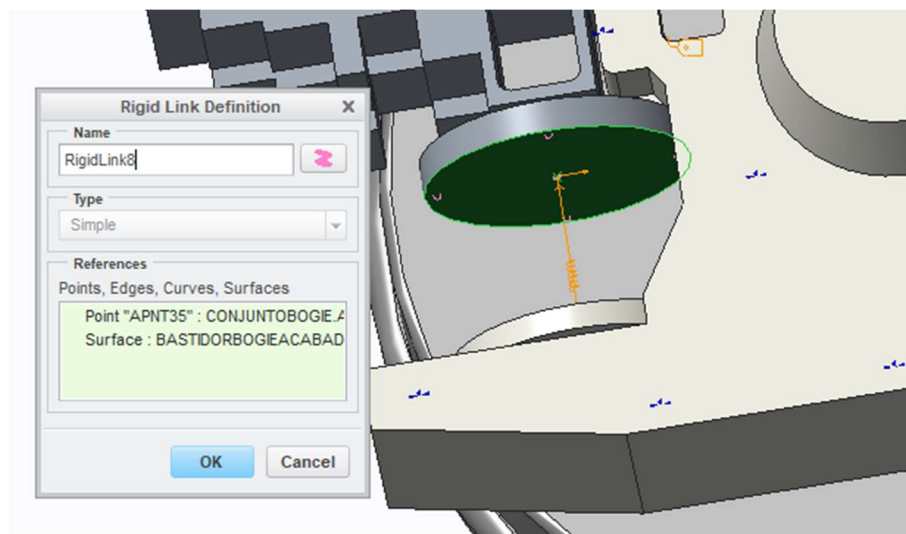


Figura 4.27: Figura 4.28: Rigid link suspensión primaria 2

De tal forma que la forma que toma la suspensión primaria en el modelo se puede observar en la Figura 4.29.

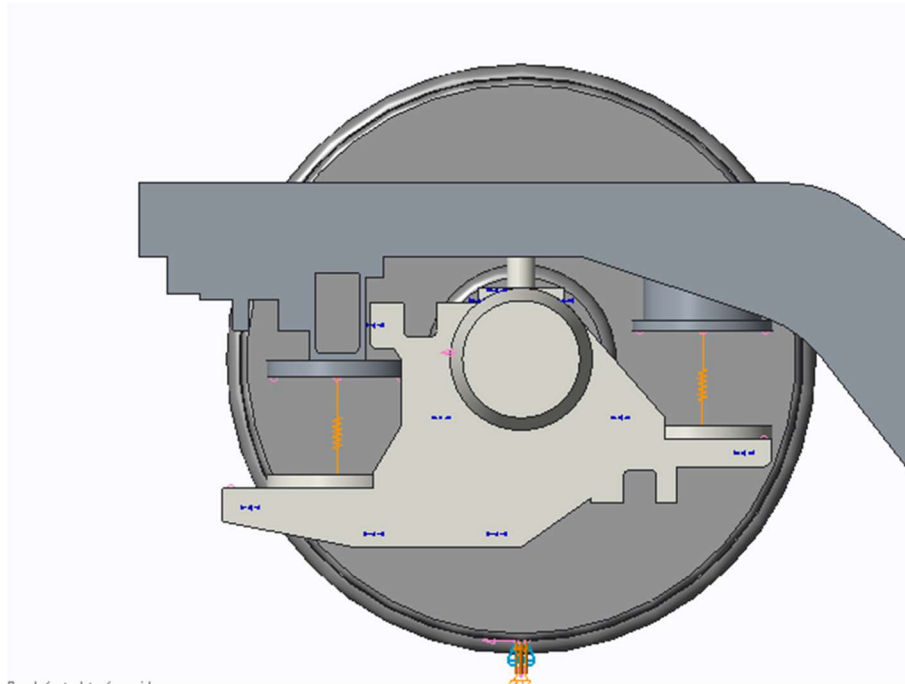


Figura 4.29: Suspensión primaria del bogie 446 en PTC Creo Simulate

4.2.4. Restricciones de movimiento en el bastidor

Como el estudio del paso del bogie por el defecto tipo bump se va a realizar introduciendo cargas que varíen con el tiempo para simularlo y así no tener que diseñar también la vía, será necesario restringir el movimiento del bastidor tanto longitudinal (dirección de la vía) como transversalmente (dirección perpendicular a la vía). Estas restricciones se conseguirán creando con Creo Simulate un *muelle* del tipo *to ground* en la zona sobre la que reposa la suspensión secundaria. Este muelle se creará en la zona central del agujero y tendrá unos valores de rigidez longitudinal (K_{xx}) y de rigidez transversal (K_{zz}) muy elevados a fin de limitar el movimiento en esas direcciones, y un valor de rigidez vertical (K_{yy}) nula, ya que no se quiere limitar el desplazamiento del bogie en esa dirección. Las propiedades de este muelle se pueden observar en la Figura 4.30.

Spring Property "SpringToGroundBastidor"	
Property	Value
Auto Coupling	Yes
Extensional Stiffness (K)	$\begin{bmatrix} 100000000000000 & 0 & 0 \\ 0 & 100000000000000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ [N / mm]}$
Torsional Stiffness (T)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ [mm N / rad]}$

Figura 4.30: Propiedades muelle "to ground" del bastidor

Una vez realizado este muelle va a ser necesaria la utilización del comando *rigid link* a fin de que el punto central, sobre el que se ha realizado el resorte, quede conectado a la circunferencia del espesor del agujero. De esta forma el muelle queda ligado al bastidor del bogie. En la Figura 4.31 de color verde se observa la zona sobre la que se ha realizado el *rigid link*.

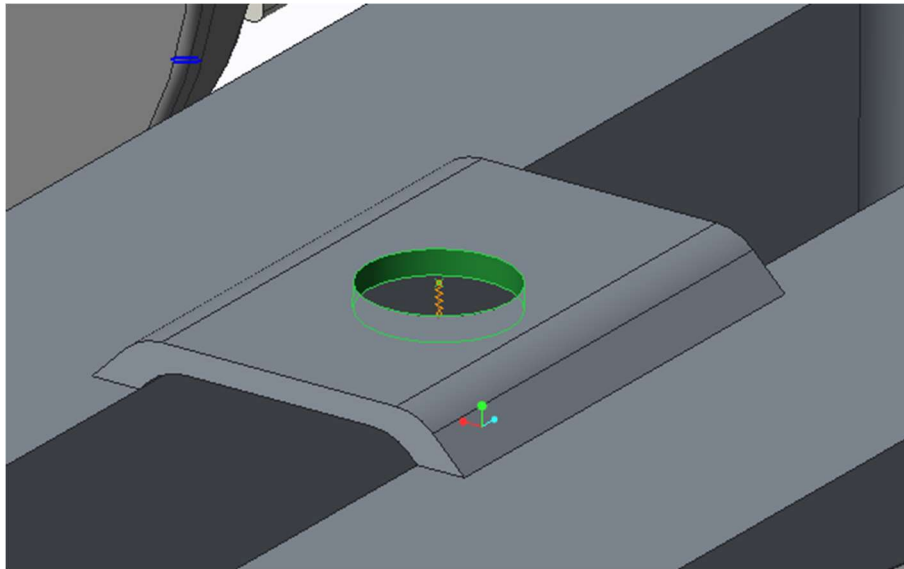


Figura 4.31: Rigid link para el muelle central del bastidor

4.2.5. Creación de interfaces.

Con la conexión de las diferentes partes del bogie ya efectuada, será necesaria la creación de interfaces que impidan que dichas partes choquen entre si dando lugar a un error en el programa.

Para ello se utilizarán interfaces del tipo *free*. Este tipo de interfaz permite la no interferencia entre las superficies de elementos distintos y no ponerlas puede generar errores de mallado. Para crearlas se ha de usar el comando *interfaz* de la pestaña *refinar modelo*, después se selecciona *free* en el tipo de interfaz, se elige el tipo de referencia *component-component* y se seleccionan los elementos deseados. Se crean un total de ocho interfaces:

- Entre el eje de ruedas delantero y la caja de grasa 1.
- Entre el eje de ruedas delantero y la caja de grasa 4.
- Entre el eje de ruedas trasero y la caja de grasa 2.
- Entre el eje de ruedas trasero y la caja de grasa 3.
- Entre el bastidor y la caja de grasa 1.
- Entre el bastidor y la caja de grasa 2.
- Entre el bastidor y la caja de grasa 3.
- Entre el bastidor y la caja de grasa 4.

Para comprobar que las interfaces se han realizado correctamente y no existen elementos en contacto se utiliza el comando *review geometry* que se encuentra dentro de la pestaña *refinar modelo*. Una vez seleccionado este contacto se marcan las opciones *bonded interfaces* y *contact interfaces*. Por último se selecciona *apply* y si no aparece ninguna superficie dibujada significa que no existen superficies en contacto.

4.2.6. Elección del sentido de la marcha. Creación de irregularidad Cross level.

Para posteriormente simular un defecto de la vía tipo bump en uno de los carriles se ha de decidir en qué carril sucederá. Se elige que este suceda en el carril izquierdo, se decide el sentido de la marcha del tren y se numeran las zonas en las que están las distintas ruedas y cajas de grasa para que estén identificadas. En la Figura 4.32 se puede observar la planta del bogie con el sentido de la marcha y sus diferentes zonas identificadas.

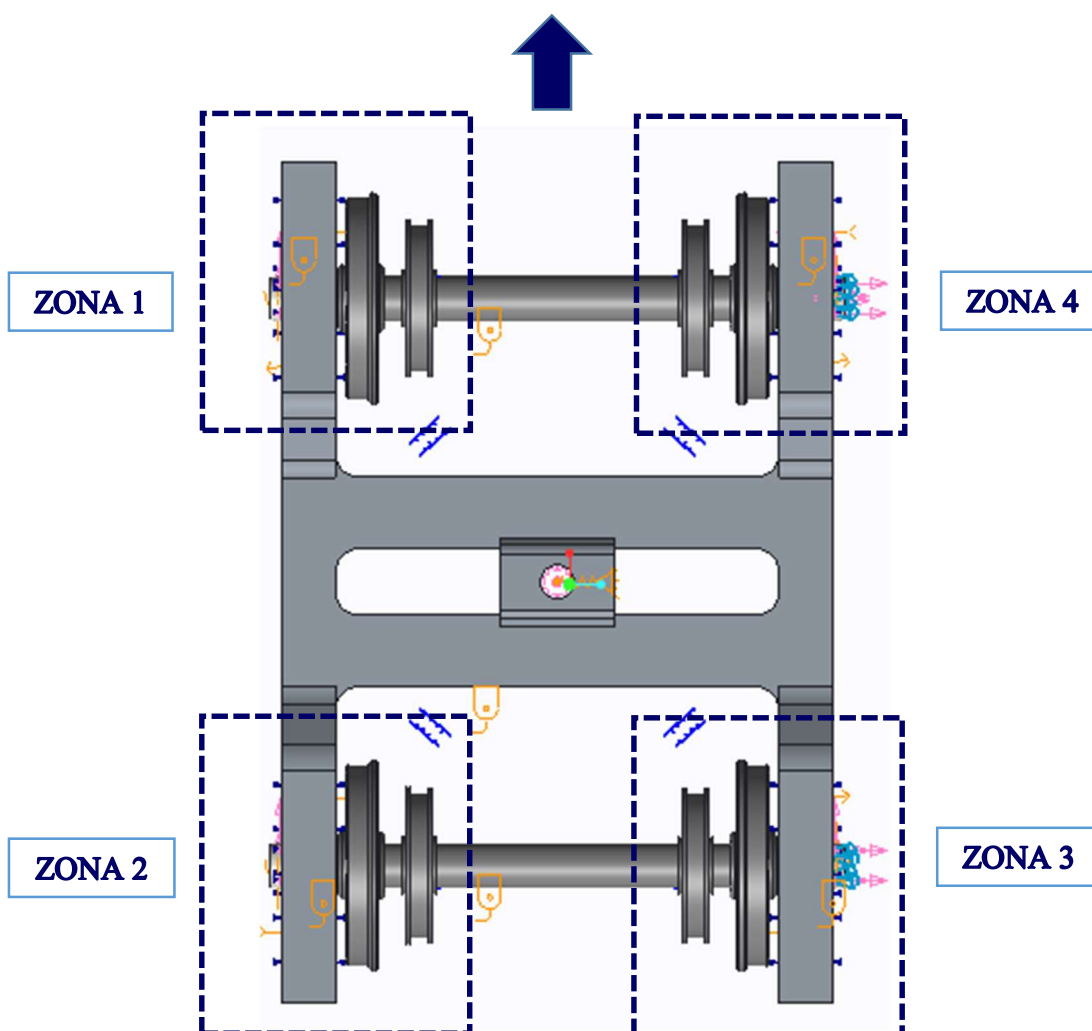


Figura 4.32: Planta del bogie con sentido de la marcha y zonas identificadas

Como se quiere que las ruedas del carril izquierdo sean capaces de desplazarse verticalmente según los defectos de la vía, será necesario modificar las propiedades de los muelles *to ground* que simulan el contacto rueda-carril de las zonas 1 y 2. Para permitir este desplazamiento se pondrá una rigidez vertical (K_{yy}) igual a 0, dejando el resto de rigideces con los valores previos. En la Figura 4.33 se pueden observar las características de los muelles *to ground* del carril izquierdo.

Spring Property "SpringProp_carril izquierdo"	
Property	Value
Auto Coupling	Yes
Extensional Stiffness (K)	$\begin{bmatrix} 35000000 & 0 \\ 0 & 86000 \end{bmatrix} \text{ [N / mm]}$
Torsional Stiffness (T)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ [mm}^2 \text{ kg / (sec}^2 \text{ rad)]} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ [mm N / rad]}$

Figura 4.33: Características muelles "to ground" del carril izquierdo

Para poder simular un defecto tipo bump en el carril izquierdo se necesitará que las ruedas 1 y 2 se desplacen verticalmente según su función. Como el programa PTC Creo no permite indicar directamente el desplazamiento vertical que se quiere que sufran estas ruedas, será necesaria la creación de fuerzas de 1 Newton en dichas ruedas, que posteriormente serán multiplicadas por una función a fin de simular la trayectoria vertical provocada por el defecto. Haciendo esto se someterá al bogie a una la irregularidad de la vía *cross level*, que es una diferencia de elevación entre ambos carriles.

Para crear estas fuerzas se utiliza el comando de Creo Simulate denominado *Force/Moment*. Se crea una fuerza de valor de 1 Newton en la huella de contacto de la rueda 1 y otra en la de la rueda 2. Estas fuerzas serán verticales, es decir, seguirán la dirección Y del eje de coordenadas. Es importante crear dichas fuerzas por separado, creando dos *LoadSets*, ya que la rueda delantera circulará antes por el defecto que la rueda trasera y esto provocará que sus funciones de desplazamiento difieran unas décimas de segundo. A continuación, en la Figura 4.33 se pueden observar las propiedades del *LoadSet1* y del *LoadSet2* creados.

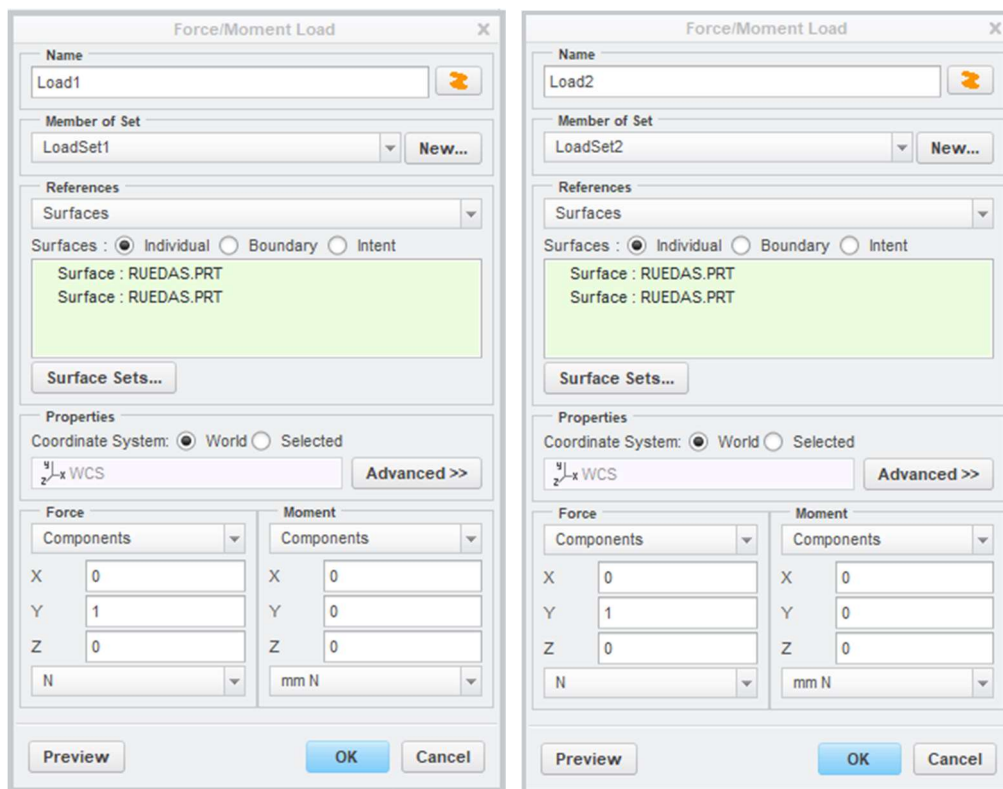


Figura 4.34: Load Set 1 y Load set 2

De color verde en la Figura 4.35 se puede observar la localización de las fuerzas sobre las huellas de contacto 1 y 2 de las ruedas que circulan sobre el carril izquierdo:

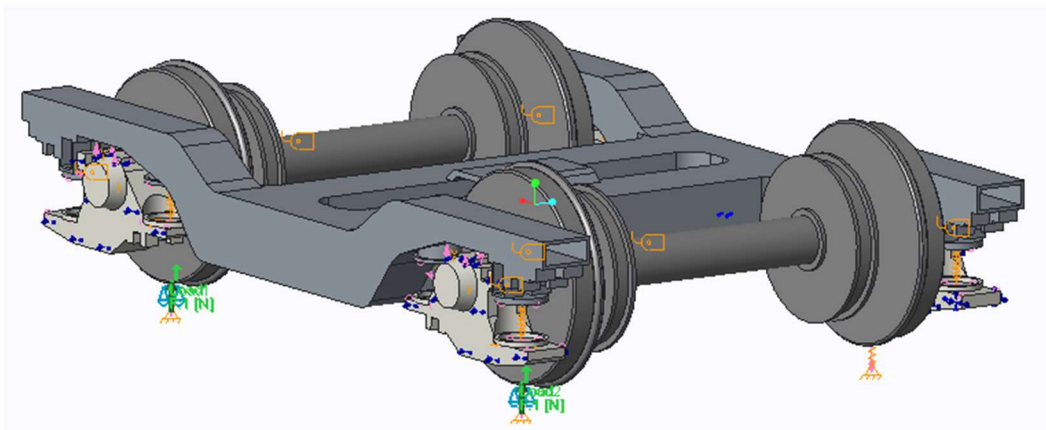


Figura 4.35: Localización de las fuerzas en el bogie

4.2.7. Creación de parámetros de medida.

Se deben de crear una serie de parámetros de control (desplazamientos y aceleraciones) que sirvan para la posterior obtención de resultados. Estos que medirán los desplazamientos verticales que se producen en las huellas de contacto de las ruedas 1 y 2 (para comprobar si siguen una trayectoria correcta del defecto) y las aceleraciones verticales y los módulos de las aceleraciones que se dan en las cajas de grasa, cuya obtención es el objetivo de este proyecto.

Para ello se utiliza el comando *measures* y se crean una a una las diferentes medidas. En el cuadro que aparece será necesario marcar las opciones *time/frequency evaluation* y que la evaluación dinámica se produzca *at each step*. En la Figura 4.36 se puede observar la creación de la medida para el desplazamiento vertical de la rueda 1.

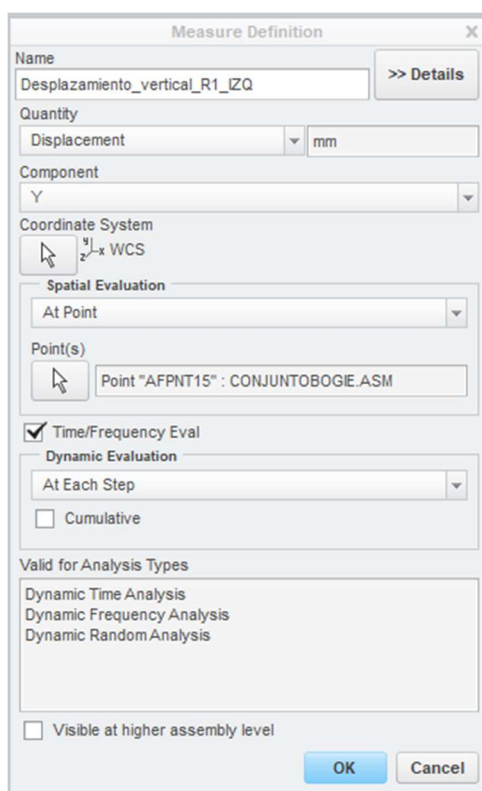


Figura 4.36: "Measure" del desplazamiento vertical en la rueda 1

La lista de los parámetros de medida creados es la siguiente:

- Desplazamiento_vertical_R1_IZQ.
- Desplazamiento_vertical_R2_IZQ.
- Aceleracion_caja1_magnitud.
- Aceleracion_caja1_Y.
- Aceleracion_caja2_magnitud.
- Aceleracion_caja2_Y.
- Aceleracion_caja3_magnitud.
- Aceleracion_caja3_Y.
- Aceleracion_caja4_magnitud.
- Aceleracion_caja4_Y.

4.3. ASIGNACIÓN DEL MATERIAL

Según la ficha técnica del bogie 446, recogida en la “Norma Técnica de Mantenimiento” [15], la chapa del bastidor será de acero A-52d, el material de la caja de grasa de fundición AM- 5 2 y las ruedas serán de acero R-8 (UIC 8 12-3). Como simplificación se ha decidido utilizar acero con las propiedades que recoge el programa para todos los elementos del bogie. Para ello se utiliza el comando de Creo Simulate denominado *materials* y se selecciona el acero (*Steel*) como material elegido para el modelo. Las propiedades del acero se recogen en la Figura 4.37.

The image shows a software interface for defining material properties. The 'Nombre' field is set to 'STEEL'. The 'Descripción' field is empty. The 'Densidad' is 7.82708e-09 with units of 'tonne/mm^3'. Under the 'Definido por el usuario' tab, the 'Estructural' sub-tab is active. 'Simetría' is set to 'Isótropo' and 'Respuesta de tensión-deformación' is 'Lineal'. The 'Coeficiente de Poisson' is 0.27. The 'Módulo de Young' is 199948 with units of 'MPa'. The 'Coef. de expansión térmica' is 1.17e-05 with units of '/C'. The 'Amortiguación de mecanismos' is empty with units of 'sec/mm'. The 'Límites de material' section has three empty fields for 'Límite elástico en tracción', 'Límite de resistencia a la tracción', and 'Límite de resistencia a la compresión', all with units of 'MPa'.

Nombre	
STEEL	
Descripción	
Densidad	7.82708e-09 tonne/mm^3
Definido por el usuario	
Aspecto visual	Estructural Térmico Miscelánea
Simetría	Isótropo
Respuesta de tensión-deformación	Lineal
Coeficiente de Poisson	0.27
Módulo de Young	199948 MPa
Coef. de expansión térmica	1.17e-05 /C
Amortiguación de mecanismos	
	sec/mm
Límites de material	
Límite elástico en tracción	
Límite de resistencia a la tracción	
Límite de resistencia a la compresión	

Figura 4.37: Propiedades del acero

Posteriormente se usa el comando *material assignment* y se selecciona el acero (*Steel*). Después se seleccionan las cuatro cajas de grasa, los dos ejes de ruedas y el bastidor del bogie para que este material quede asignado en todos los elementos. En la Figura 4.38 se puede observar la realización de la asignación del material en el bogie.

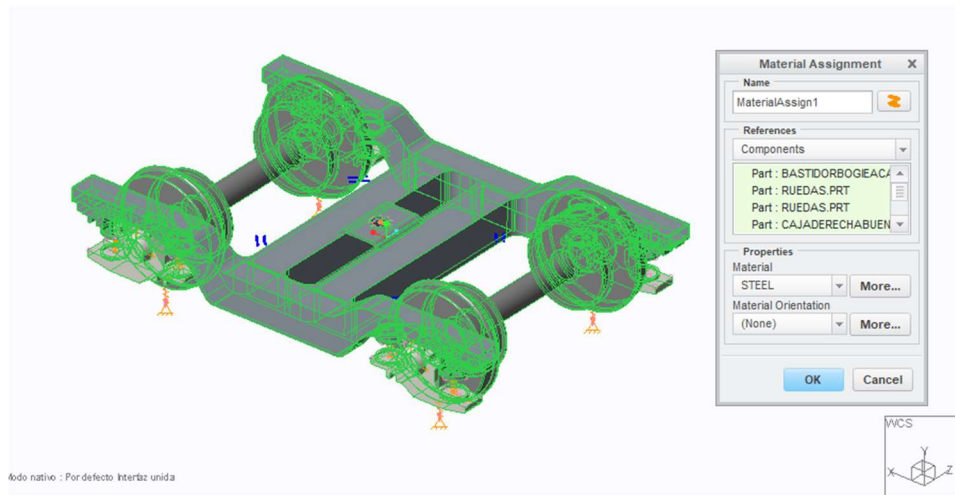


Figura 4.38: Asignación del material en el bogie

Se sabe que el material ha sido asignado correctamente si aparece el símbolo de color naranja en cada elemento que se puede apreciar en la Figura 4.39.

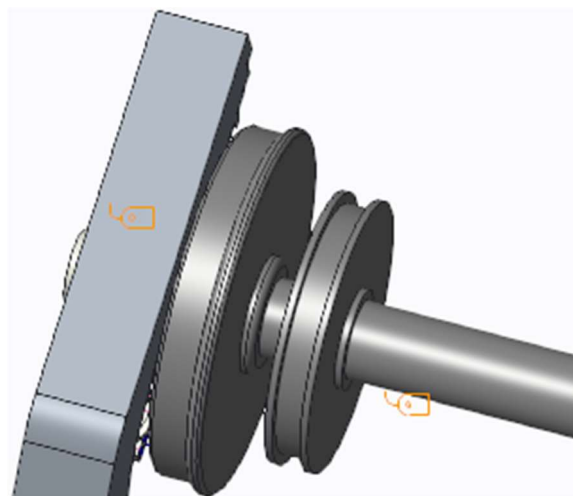


Figura 4.39: Símbolo que confirma que el material está asignado correctamente

4.4. MALLADO DEL MODELO

El programa PTC Creo Simulate permite obtener una solución al análisis modal a través del Método de Elementos Finitos (MEF). Este método consiste en dar una solución aproximada sobre el comportamiento físico de una estructura a través de la división de esta en un número determinado de partes de tamaño muy reducido. De esta manera se pasa de tener ecuaciones muy complicadas de resolver a tener un gran número de ecuaciones más simples que pueden ser resueltas fácilmente por ordenador. Cuanto mayor sea el número de elementos que se utilicen para resolver la estructura, mayor será la exactitud de la solución.

Se conoce como mallado a la división óptima de una determinada estructura en un número determinado de elementos finitos que sirvan para obtener la solución a un problema físico. Para mallar el bogie de la serie 446 se ha de utilizar el comando *autoGEM* que se encuentra en la pestaña *refinar modelo* de Creo Simulate. Se elige que los nodos sean del tipo *tetra* y tras un tiempo de espera de 1,3 minutos el programa divide el bogie en un total de 23225 elementos. En la Figura 4.40 se puede observar el resultado del mallado del modelo

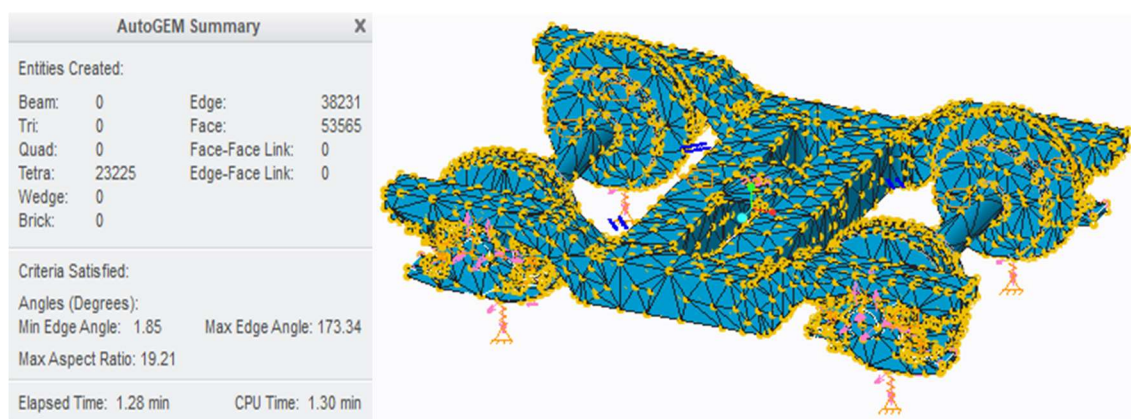


Figura 4.40: Resultados del mallado

5. ANÁLISIS MODAL

DEL MODELO

Una vez se tiene el bogie mallado se dispondrá a calcular los modos vibratorios del mismo, ya que este estudio será siempre necesario previa realización de un análisis dinámico con el programa PTC Creo. Para la realización del análisis modal habrá que utilizar el comando *analyses and studies* que aparece en la pestaña de *Inicio* de Creo Simulate. Una vez abierto en la pestaña *file* se selecciona *New modal*. Después se abrirá una ventana en la que hay que seleccionar los parámetros observables en la Figura 5.1 para la realización correcta del análisis:

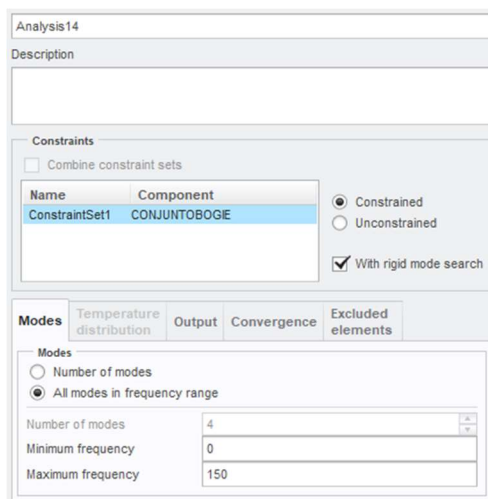
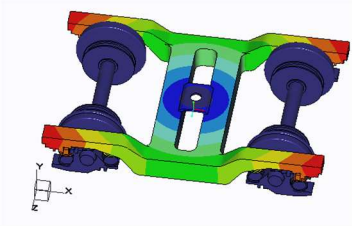
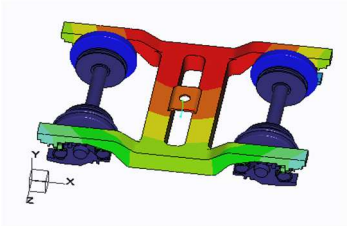
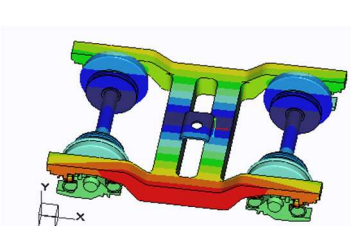
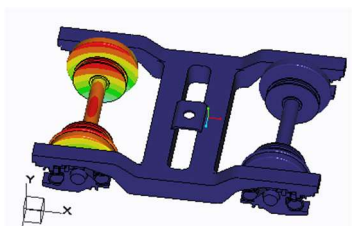
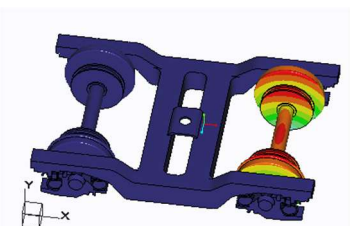
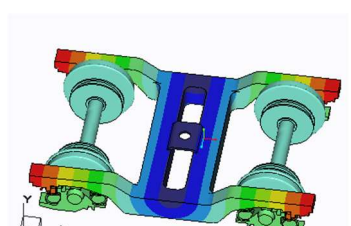
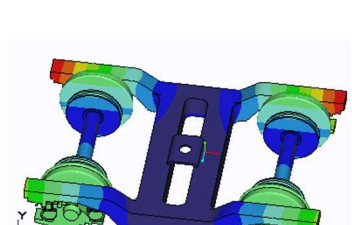
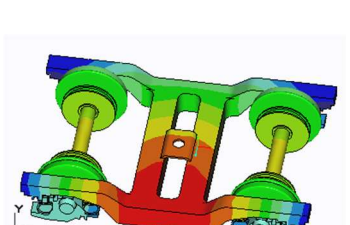
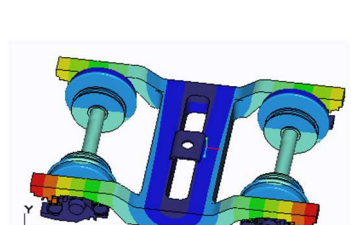
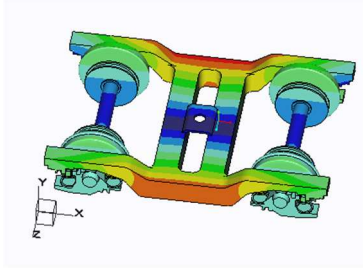
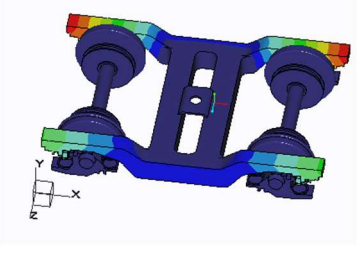
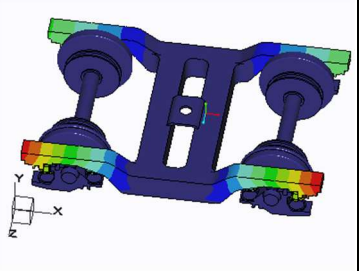
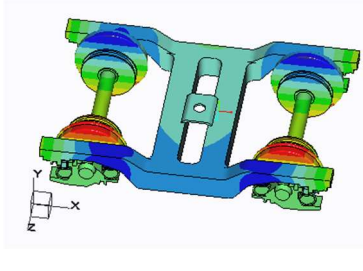
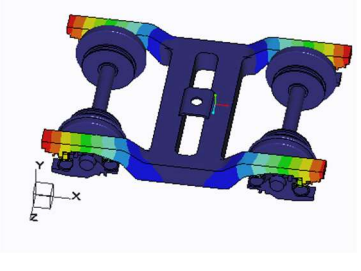
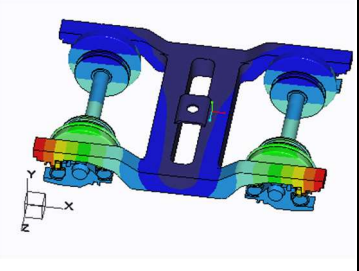
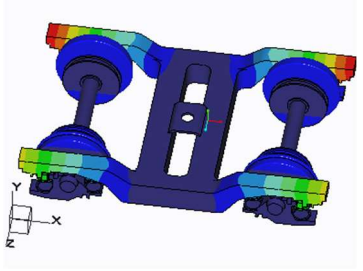
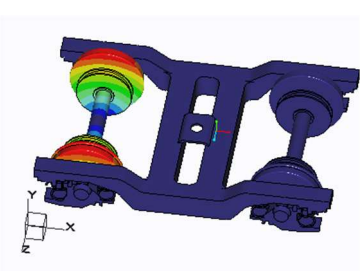
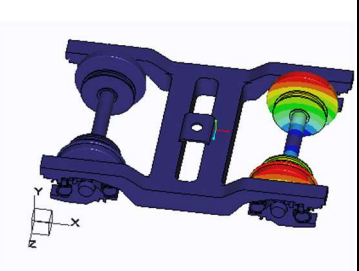


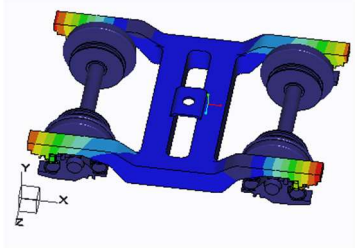
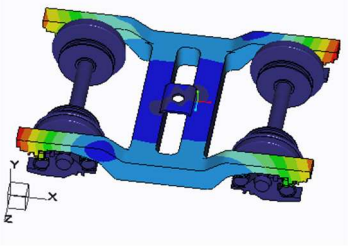
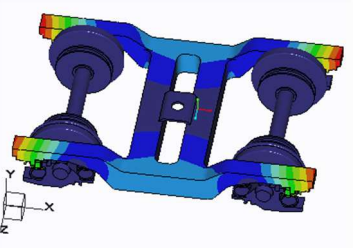
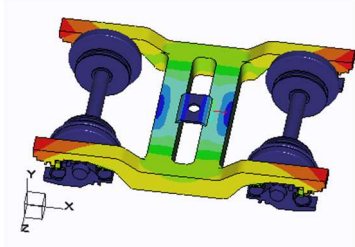
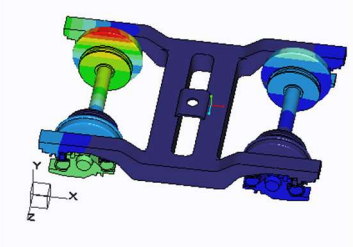
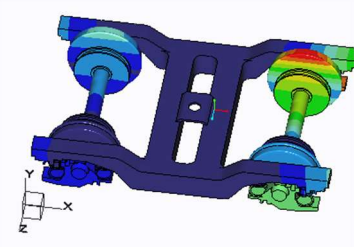
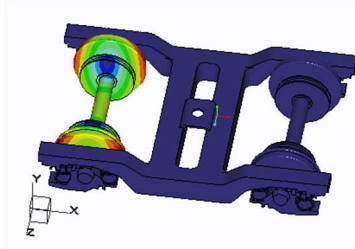
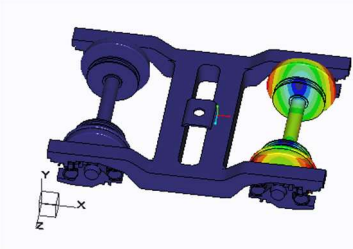
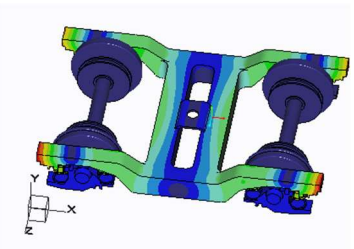
Figura 5.1: Parámetros a seleccionar en el análisis modal

El análisis se ha realizado de tal forma que se consigan obtener los modos vibratorios existentes entre una frecuencia de 0 Hz y 150 Hz. Se obtienen un total de 27 modos vibratorios y sus resultados de desplazamiento en milímetros se pueden observar a en la Tabla 4.

Tabla 4: Modos de vibración del bogie de la serie 446 en Creo Simulate

MODOS VIBRATORIOS DEL BOGIE DE LA SERIE 446		
<p>MODO 1: Frecuencia de 24.0868 Hz.</p> 	<p>MODO 2: Frecuencia de 27.6297 Hz.</p> 	<p>MODO 3: Frecuencia de 30.5608 Hz.</p> 
<p>MODO 4: Frecuencia de 33.6723 Hz.</p> 	<p>MODO 5: Frecuencia de 33.7182 Hz.</p> 	<p>MODO 6: Frecuencia de 34.1301 Hz.</p> 
<p>MODO 7: Frecuencia de 41.9334 Hz.</p> 	<p>MODO 8: Frecuencia de 45.2231 Hz.</p> 	<p>MODO 9: Frecuencia de 54.6199 Hz.</p> 

MODOS VIBRATORIOS DEL BOGIE DE LA SERIE 446		
<p>MODO 10: Frecuencia de 56.5709 Hz.</p> 	<p>MODO 11: Frecuencia de 61.3021 Hz.</p> 	<p>MODO 12: Frecuencia de 62.6204 Hz.</p> 
<p>MODO 13: Frecuencia de 67.9289 Hz.</p> 	<p>MODO 14: Frecuencia de 68.6416 Hz.</p> 	<p>MODO 15: Frecuencia de 71.096 Hz.</p> 
<p>MODO 16: Frecuencia de 73.7871 Hz.</p> 	<p>MODO 17: Frecuencia de 76.9939 Hz.</p> 	<p>MODO 18: Frecuencia de 77.1202 Hz.</p> 

MODOS VIBRATORIOS DEL BOGIE DE LA SERIE 446		
<p>MODO 19: Frecuencia de 86.3042 Hz.</p> 	<p>MODO 20: Frecuencia de 86.3891 Hz.</p> 	<p>MODO 21: Frecuencia de 91.3107 Hz.</p> 
<p>MODO 22: Frecuencia de 103.127 Hz.</p> 	<p>MODO 23: Frecuencia de 118.309 Hz.</p> 	<p>MODO 24: Frecuencia de 118.379 Hz.</p> 
<p>MODO 25: Frecuencia de 122.012 Hz.</p> 	<p>MODO 26: Frecuencia de 122.152 Hz.</p> 	<p>MODO 27: Frecuencia de 149.757 Hz.</p> 

El valor porcentual de los desplazamientos producidos en el bogie según su color de puede observar en la Figura 5.2.

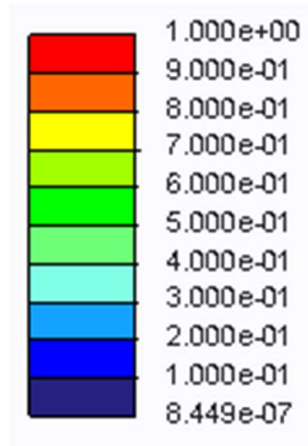


Figura 5.2: Valor de los desplazamientos porcentuales según su color

6. ENSAYO DINÁMICO

DEL BOGIE DE LA

SERIE 446 CUANDO

CIRCULA SOBRE UN

DEFECTO TIPO BUMP

Se va a realizar un estudio del comportamiento del bogie de la serie 446 frente a un defecto de la vía tipo bump. Como se ha explicado en el apartado 3 del capítulo 2 del presente proyecto (2.3. La vía férrea), el defecto bump es una de las irregularidades más comunes de las vías. Este es producido principalmente debido a la presencia de partes blandas y zonas embarradas en los carriles; fallo en el balasto; paso sobre hundimientos, juntas o enclavamientos; circulación por espirales, cruces, puentes, pasos a nivel o desvíos.

Para simular el paso de este defecto hay que hacer que el desplazamiento vertical de las ruedas izquierdas del bogie (el defecto se va a encontrar en el carril izquierdo) sea igual, tanto en amplitud como en periodo de tiempo al producido en la realidad. Por ello hay que tener en cuenta la función y trayectoria del defecto bump que se pueden observar a continuación, en las que el parámetro “A” representa la amplitud del defecto, la relación “ $1/k$ ” el periodo, la variable “y” el desplazamiento vertical producido en la huella de contacto rueda-carril y la variable “x” es la distancia recorrida longitudinalmente.

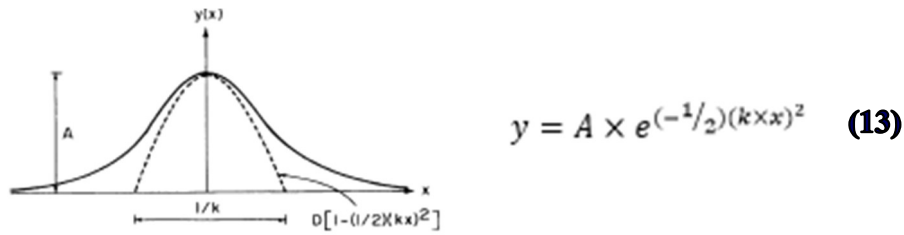


Figura 6.1: Trayectoria y función de la anomalía bump

Como el análisis que se va a realizar es transitorio, es decir, en función del tiempo, será necesario cambiar la variable “x” de la fórmula por el producto entre la velocidad (“v”) del tren y el tiempo transcurrido (“t”), como se puede observar en la ecuación (14).

$$y(t) = A \times e^{(-1/2)(k \times v \times t)^2} \quad (14)$$

Hay que tener en cuenta que la función del desplazamiento vertical no va a ser la misma para las dos ruedas izquierdas, ya que la delantera pasará antes por el vehículo. Este tiempo de retraso de la segunda rueda va a ser igual al empuje del bogie (distancia entre los dos ejes de ruedas) partido por la velocidad del tren. Se considera que el tren circula a una velocidad de 100 kilómetros por hora (27,77 m/s) y el empuje del bogie mide 2,5 metros. Con estos datos se calcula el desfase temporal entre las funciones de ambas ruedas a través de la ecuación (15):

$$\text{Desfase temporal (segundos)} = \frac{\text{Empuje del bogie (metros)}}{\text{Velocidad del tren } \left(\frac{\text{metros}}{\text{segundo}} \right)} = 0,09 \text{ (s)} \quad (15)$$

Luego las funciones de la trayectoria de las ruedas 1 y 2 serán:

$$y_1(t) = A \times e^{(-1/2)(k \times v \times t)^2} \quad (16) \quad y_2(t) = A \times e^{(-1/2)(k \times v \times (t-0,09))^2} \quad (17)$$

En primer lugar se decide realizar el análisis cuando los parámetros “A” y “k” tienen un valor crítico. Para conocer este valor se recurre a la Tabla 3 recogida en el capítulo 2.3 del proyecto. En ella se ve que para un defecto *bump* realizado a partir de un *cross level* los valores máximos que toman dichos parámetros serán:

- $A = 3 \text{ in.} = 76,2 \text{ mm}$
- $K = 0,831 \text{ ft}^{-1} = 0,002726 \text{ mm}^{-1}$

Si representamos la trayectoria del desplazamiento vertical de la rueda 1 (mm) en función del tiempo (s) a través de la función (16) introduciendo los valores anteriores de los parámetros “A” y “k” obtenemos la gráfica que muestra el comportamiento de la rueda frente a un defecto crítico. Esta gráfica se puede observar en la Figura 6.2.

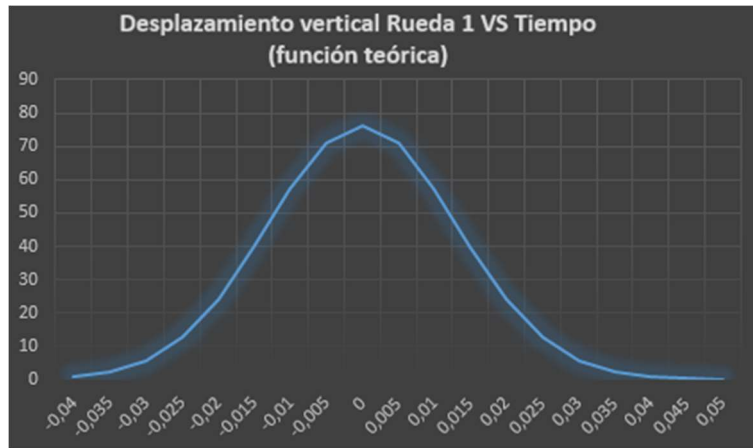


Figura 6.2: Función teórica del desplazamiento vertical de la rueda 1 frente al tiempo debido a bump de tamaño crítico

Como no se le pueden dar valores negativos al tiempo se ha de desplazar la función 0,04 segundos hacia la derecha. Las funciones (16) y (17) y la gráfica anterior se modifican quedando así de la forma que se puede observar en las ecuaciones (18) y (19) y en la Figura 6.3 respectivamente.

$$y_1(t) = A \times e^{(-1/2)(k \times v \times (t-0,04))^2} \quad (18)$$

$$y_2(t) = A \times e^{(-1/2)(k \times v \times (t-0,09-0,04))^2} \quad (19)$$

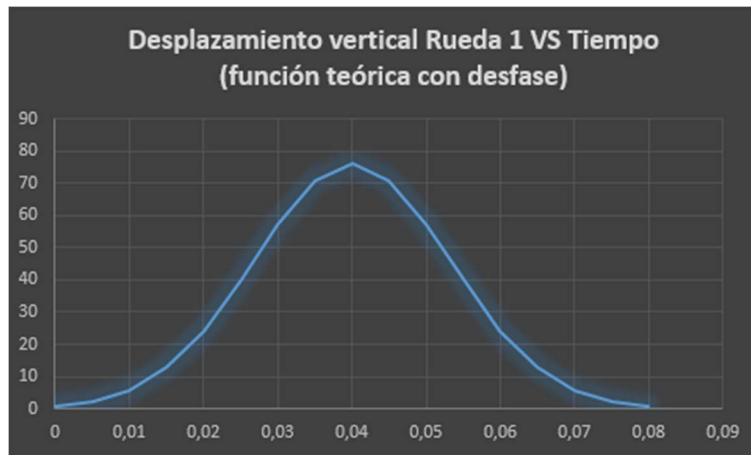


Figura 6.3: Función teórica del desplazamiento vertical de la rueda 1 frente al tiempo debido a bump de tamaño crítico con desfase

El programa PTC Creo no permite introducir el desplazamiento que se desea en las ruedas directamente, por ello, ha sido necesaria la creación de una fuerza vertical de 1 Newton en cada rueda y que esta fuerza cambie con el tiempo a fin de simular el paso por el defecto. Las funciones transitorias de las fuerzas que se aplican en las ruedas seguirán las ecuaciones (20) y (21):

$$F_1(t) = K_{equivalente} \times y_1(t) = K_{equivalente} \times A \times e^{(-1/2)(k \times v \times (t-0,04))^2} \quad (20)$$

$$F_2(t) = K_{equivalente} \times y_2(t) = K_{equivalente} \times A \times e^{(-1/2)(k \times v \times (t-0,13))^2} \quad (21)$$

En ellas " $F_1(t)$ " y " $F_2(t)$ " representan las fuerzas verticales que se deben aplicar en la rueda 1 y en la rueda 2 en función del tiempo; y " $K_{equivalente}$ " será una constante que permite conseguir que el bogie siga la trayectoria deseada. El valor de esta constante se haya siguiendo un método iterativo, es decir, se va variando su valor en el análisis hasta que la medida que se ha introducido para ver la trayectoria vertical de la rueda 1 se asemeje a la trayectoria teórica mostrada en la Figura 6.3.

A través del método explicado anteriormente se halla que la " $K_{equivalente}$ " ha de tener un valor de 90.000. De esta forma todos los parámetros de las ecuaciones (20) y (21), necesarios para simular el bump de tamaño crítico, son conocidos. Estos se muestran a continuación:

- $K_{equivalente} = 90.000$.
- $A = 76,2 \text{ mm}$
- $K = 0,002726 \text{ mm}^{-1}$
- $v = 27777,77 \text{ mm/s}$

Para la realización del análisis dinámico transitorio en Creo Simulate se ha de utilizar el comando *Analyses and studies* que se puede encontrar en la pestaña de *Inicio*. Una vez abierto se ha de pulsar en la carpeta *file* y, posteriormente, *New dynamic* y *time* para realizar el análisis dinámico transitorio. Posteriormente se abrirá una ventana, la cual se debe rellenar de la forma que se muestra en la Figura 6.4.

The image shows the 'Dynamic Time Analysis Definition' dialog box in Creo Simulate. The dialog is split into two panes. The left pane shows the 'Dynamic Time Analysis Definition' window with fields for Name (Analysis17), Description, Loading (Load functions), and a table for Load set / component and Time Dependence. The right pane shows the 'Previous analysis' tab with fields for Design Study (Analysis14), Modal Analysis (Analysis14), and a table for Constraint Set.

Load set / component	Time Dependence
<input checked="" type="checkbox"/> .oadSet1 / CONJUNTOBOGIE	f(x) Function1
<input checked="" type="checkbox"/> .oadSet2 / CONJUNTOBOGIE	f(x) Function2

Name	Component
ConstraintSet1	CONJUNTOBOGIE

Figura 6.4: Configuración del análisis dinámico

Es importante marcar la casilla en la que pone *sum load sets*, de esta manera se utilizarán las fuerzas de 1 Newton creadas con anterioridad. Como queremos que la fuerza varíe a fin de que se siga el defecto bump, se deben pinchar los recuadros en los que pone $f(x)$ e introducir en ellos las funciones (20) y (21) en sus respectivos *LoadSets*. Para la realización de un análisis dinámico PTC Creo necesita como base un análisis modal así que se selecciona el que se ha realizado en el capítulo 5 del proyecto. El coeficiente de damping está relacionado con la disminución de las ondas de vibración a lo largo del tiempo. Iterando se decide dar un valor a este del 20% en todos los modos para que la rueda no siga desplazándose verticalmente una vez pasado el defecto.

Se realiza el análisis y se comprueba que los resultados de los desplazamientos verticales en las ruedas 1 y 2 siguen los parámetros deseados, con una amplitud (A) de 76,2 mm y un periodo de tiempo de 0,08 segundos de tiempo como en la función teórica de la Figura 6.3. En la Figura 6.5 y en la Figura 6.6 se puede observar que se sigue de manera bastante fidedigna la función teórica del defecto y que por lo tanto los valores conseguidos iterativamente para la $K_{equivalente}$ y para el coeficiente de damping son correctos. A parte se comprueba que entre el paso de la rueda 1 y la rueda 2 hay un desfase de 0,09 segundos como se ha explicado anteriormente, ya que esta pasará más tarde por el defecto.

La Figura 6.5 muestra la trayectoria vertical que seguirá la rueda 1 cuando circula sobre un bump de tamaño máximo, mientras que la Figura 6.6 lo muestra para la rueda 2.

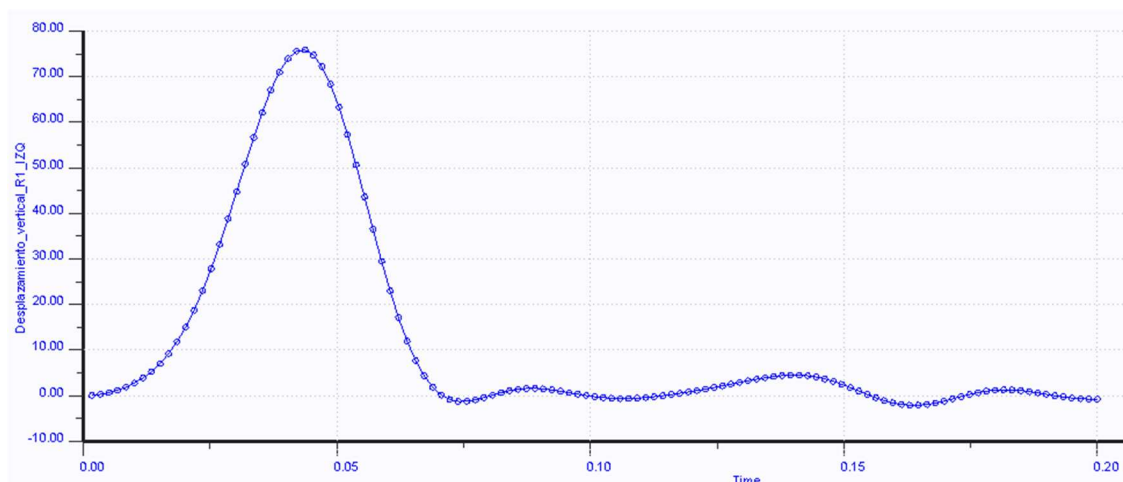


Figura 6.5: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump de tamaño crítico en PTC Creo Simulate

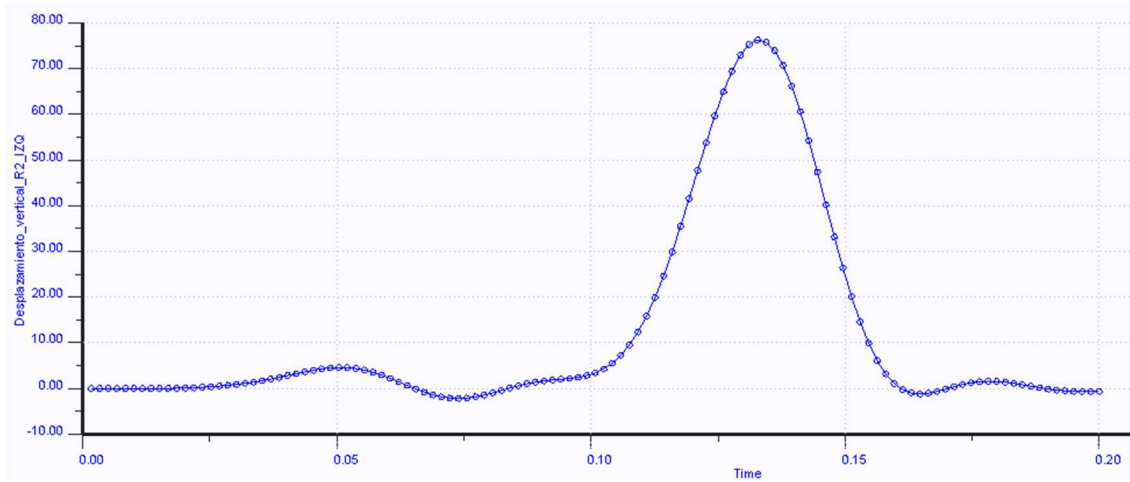


Figura 6.6: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump de tamaño crítico en PTC
Creo Simulate

7. RESULTADOS

En este capítulo se van a recoger los resultados del análisis dinámico del bogie de la serie 446 frente a un defecto bump. En primer lugar se van a recoger los resultados de las aceleraciones cuando los parámetros del defecto tienen un valor máximo y, posteriormente, se va variar la amplitud del defecto (“A”) a fin de conseguir saber que amplitud se debe dar para que en la caja de grasa 1 se produzca un módulo de aceleración máximo de 1, 2.5, 5, 7.5 y 10 veces la aceleración de la gravedad.

El parámetro k se mantendrá constante en su valor máximo para este tipo de defecto durante todo el estudio.

Este capítulo se organizará en los siguientes apartados:

- 7.1. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump de tamaño crítico.
- 7.2. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump cuando en la caja de grasa 1 se da una aceleración de 1 G.
- 7.3. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump cuando en la caja de grasa 1 se da una aceleración de 2,5 G's.
- 7.4. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump cuando en la caja de grasa 1 se da una aceleración de 5 G's.
- 7.5. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump cuando en la caja de grasa 1 se da una aceleración de 7,5 G's.
- 7.6. Resultados de las aceleraciones en las cajas de grasa para un defecto bump cuando en la caja de grasa 1 se da una aceleración de 10 G's.

7.1. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP DE TAMAÑO CRÍTICO

Los resultados de la variación de los módulos de las aceleraciones y las aceleraciones verticales cuando el defecto bump tiene una amplitud “A” de 76,2 mm se pueden ver en las figuras mostradas a continuación.

- En la Figura 7.1 y en la Figura 7.2 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 67 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.3 y en la Figura 7.4 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 68 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.5 y en la Figura 7.6 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 6,5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.7 y en la Figura 7.8 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 6,6 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

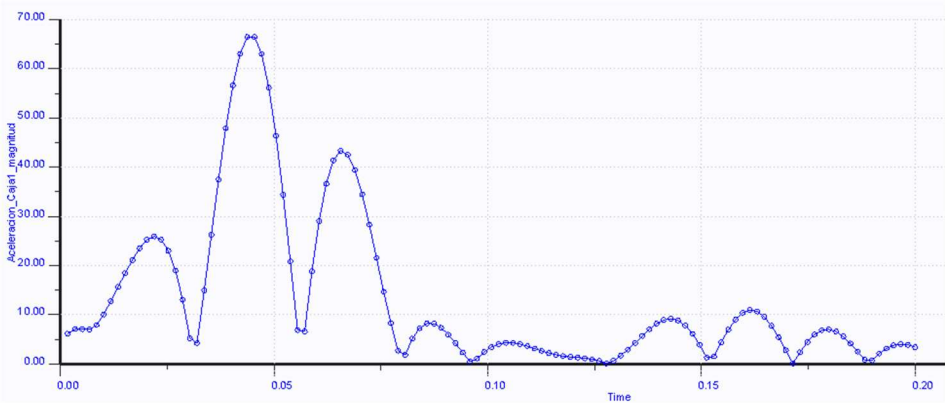


Figura 7.1: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud máxima

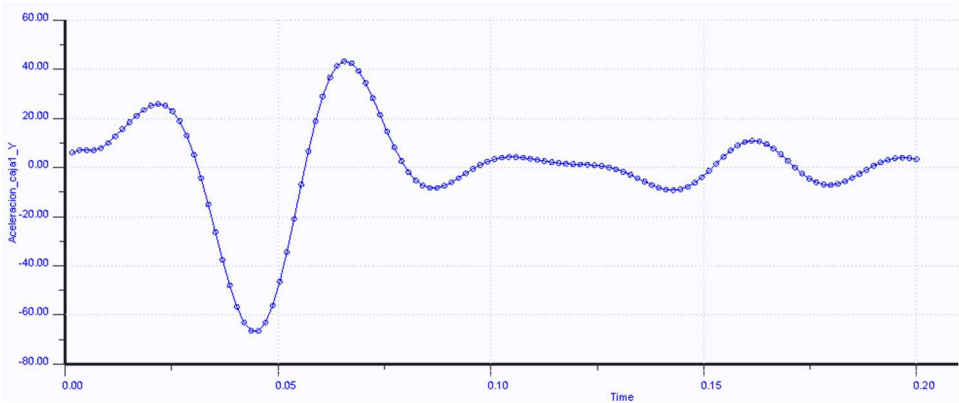


Figura 7.2: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud máxima

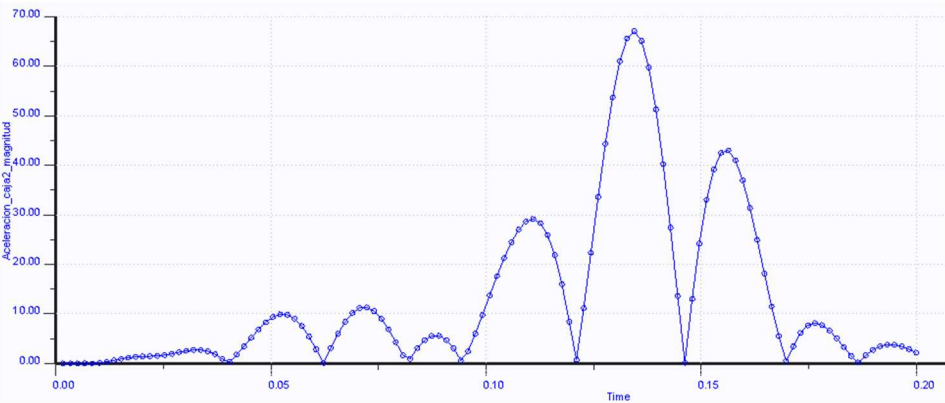


Figura 7.3: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud máxima

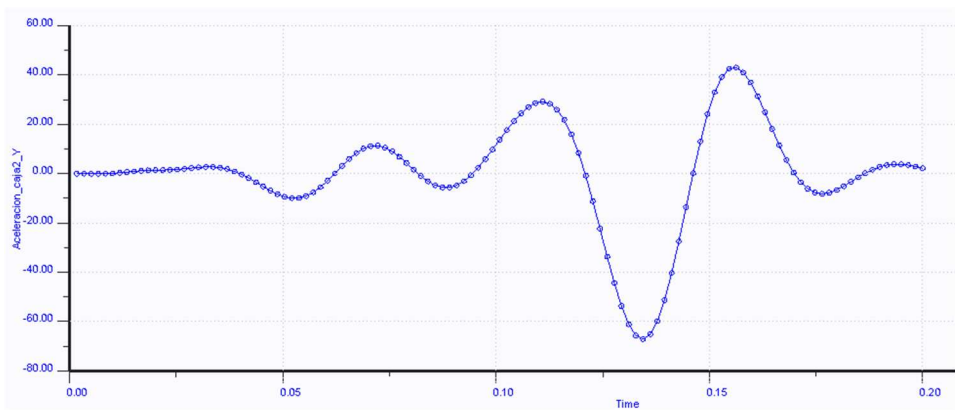


Figura 7.4: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud máxima

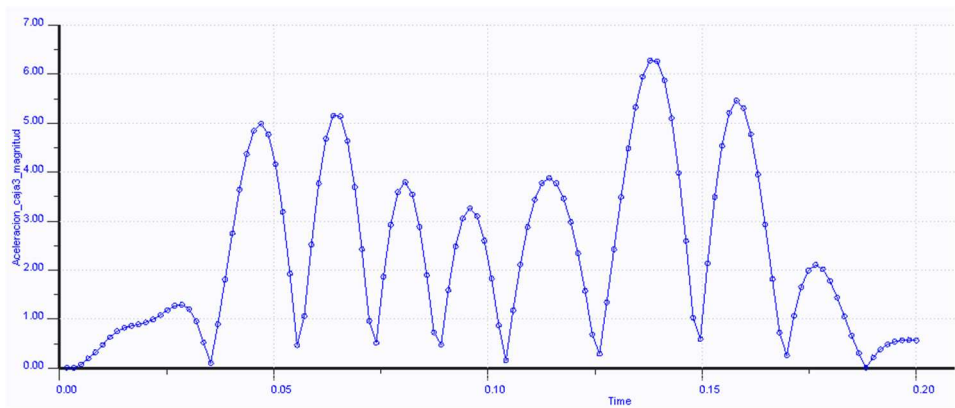


Figura 7.5: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud máxima

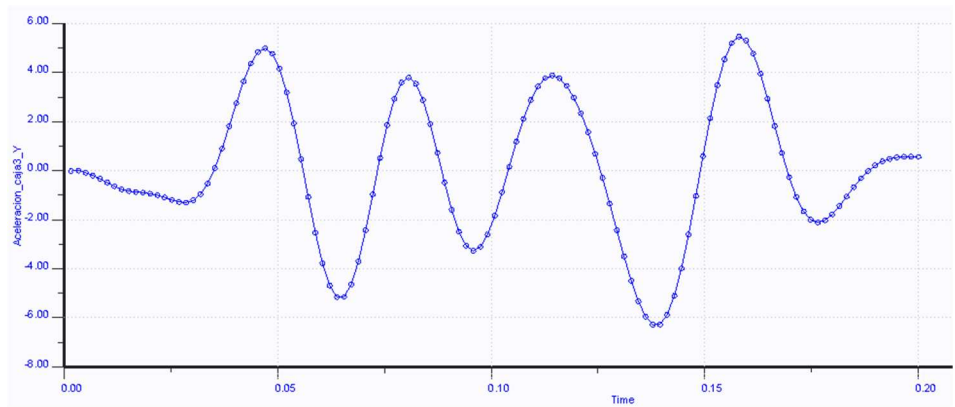


Figura 7.6: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud máxima

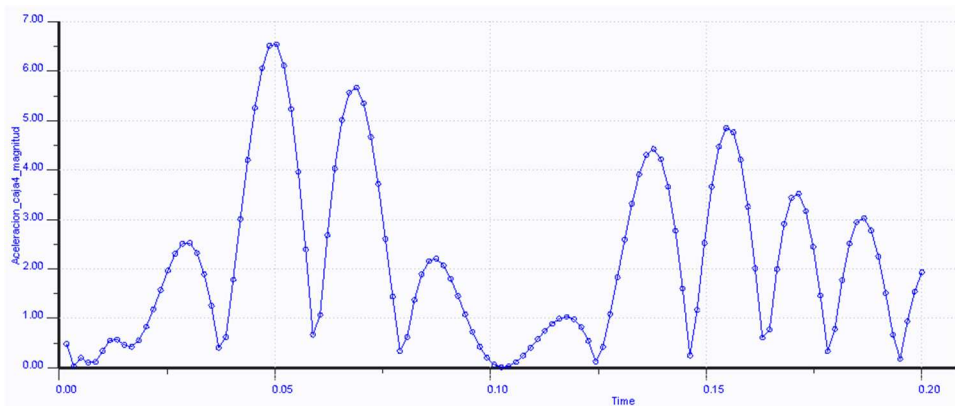


Figura 7.7: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud máxima

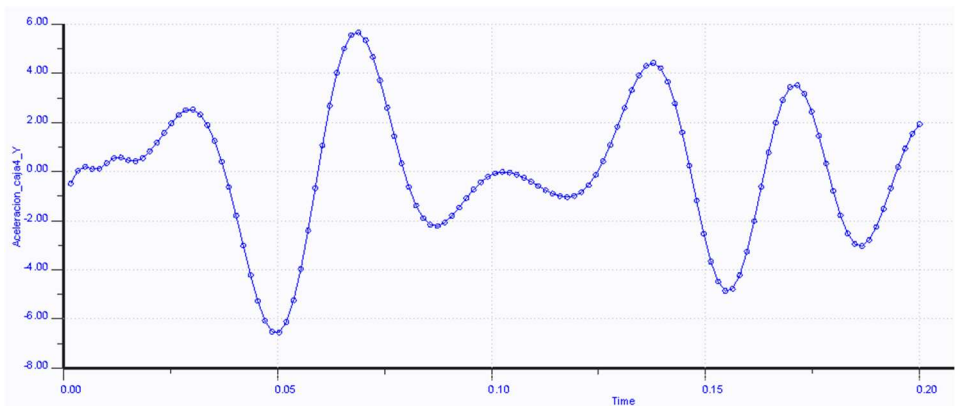


Figura 7.8: Aceleración vertical caja 4 para amplitud máxima

7.2. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 1 G

Se realizará el análisis dinámico de forma iterativa modificando el valor de la amplitud del bump (“A”) en las ecuaciones (20) y (21), introducidas en Creo Simulate. Se calcula así que el valor necesario que debe tomar la amplitud del defecto para que en la caja de grasa 1 se dé un módulo máximo de aceleración igual a la aceleración de la gravedad (1 G). Este valor será de **A = 1,15 milímetros**. A continuación se muestran los desplazamientos verticales que se producen en las ruedas 1 y 2 del carril izquierdo y las aceleraciones que se dan en las cajas de grasa debidas a un bump con ese valor de amplitud.

- En la Figura 7.9 se puede observar el desplazamiento vertical de la rueda 1, mientras que en la Figura 7.10 se observa el desplazamiento vertical que se produce en la rueda 2. En ambas figuras se aprecia que la amplitud del desplazamiento vertical es de 1,15 milímetros y que la función que sigue la rueda 2 tiene un retraso de 0,09 segundos ya que circula más tarde por el defecto al ser una rueda trasera.
- En la Figura 7.11 y en la Figura 7.12 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 1 G y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.13 y en la Figura 7.14 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 1 G y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

- En la Figura 7.15 y en la Figura 7.16 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 0,096 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.17 y en la Figura 7.18 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 0,1 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

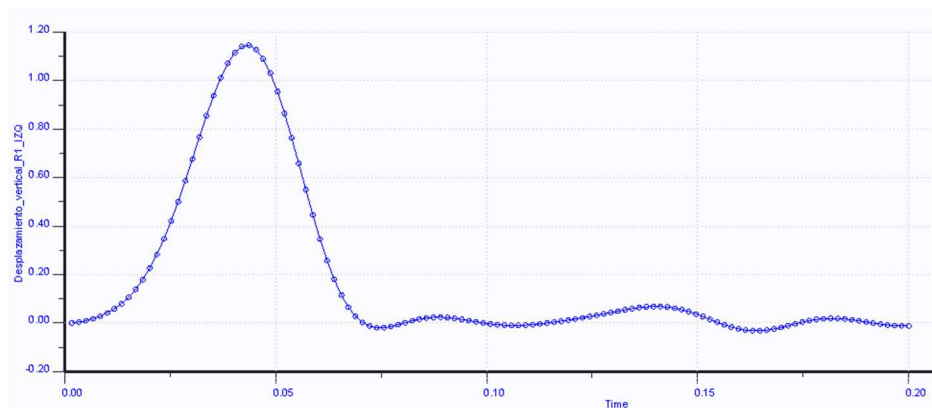


Figura 7.9: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 1G en la caja 1

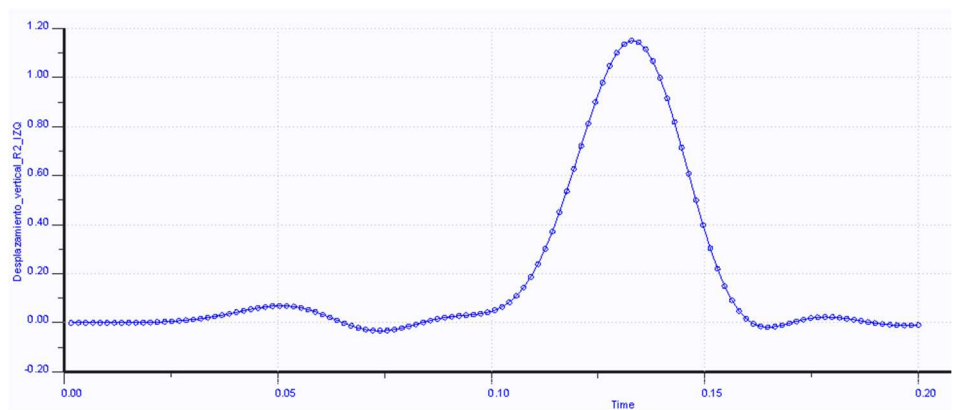


Figura 7.10: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 1G en la caja 1

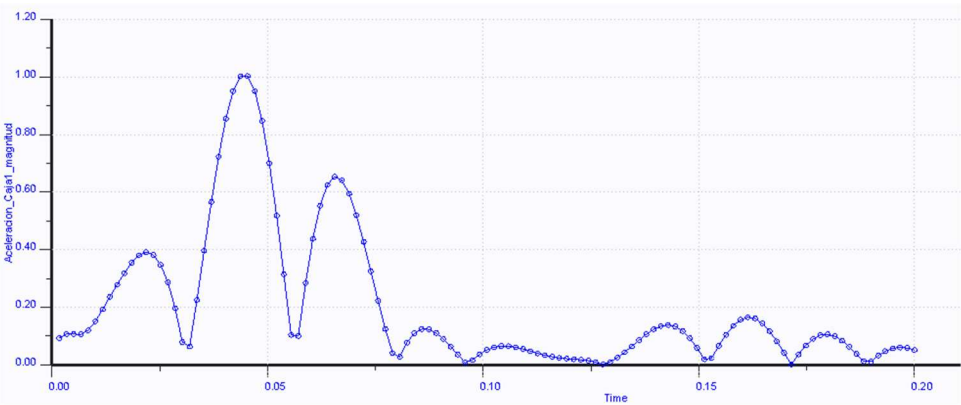


Figura 7.11: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 1,15 mm

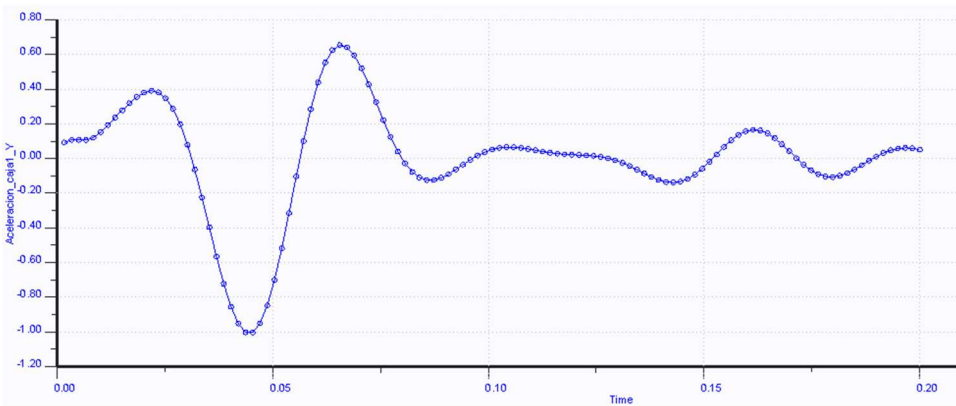


Figura 7.12: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 1,15 mm

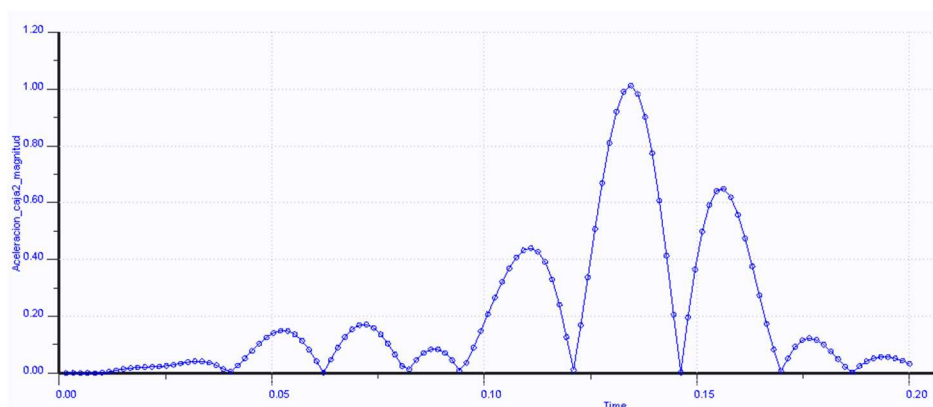


Figura 7.13: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 1,15 mm

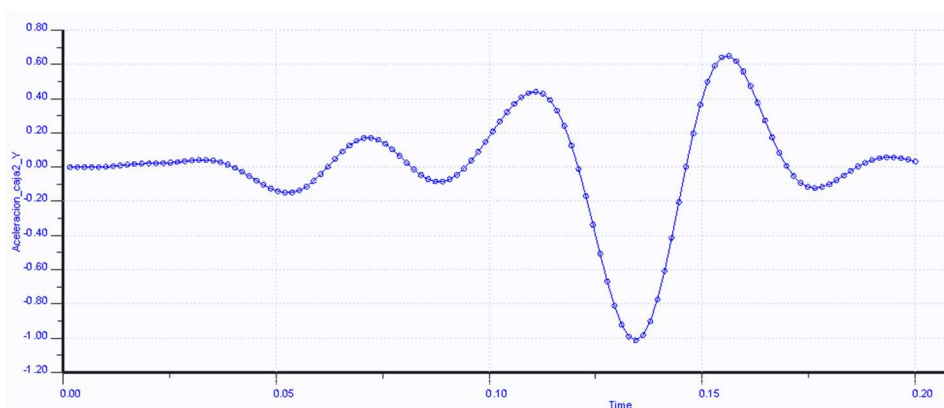


Figura 7.14: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 1,15 mm

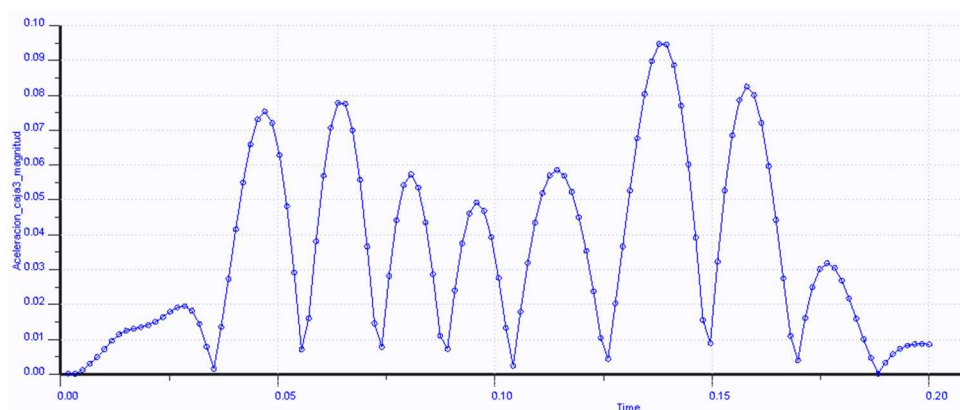


Figura 7.15: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 1,15 mm

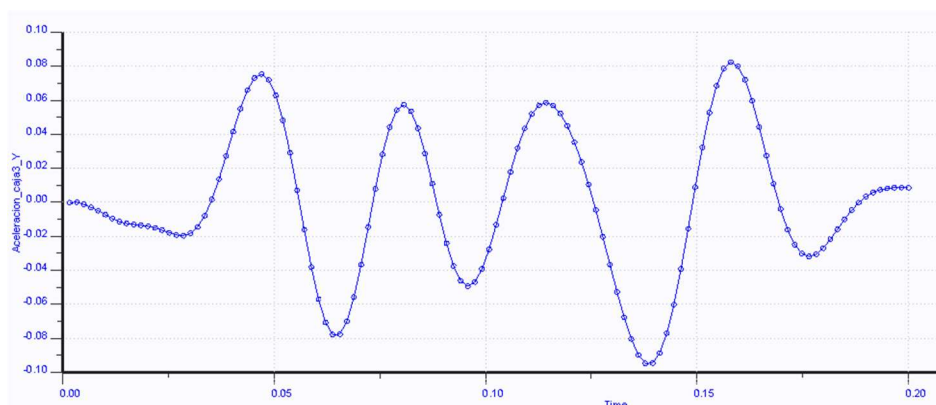


Figura 7.16: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 1,15 mm

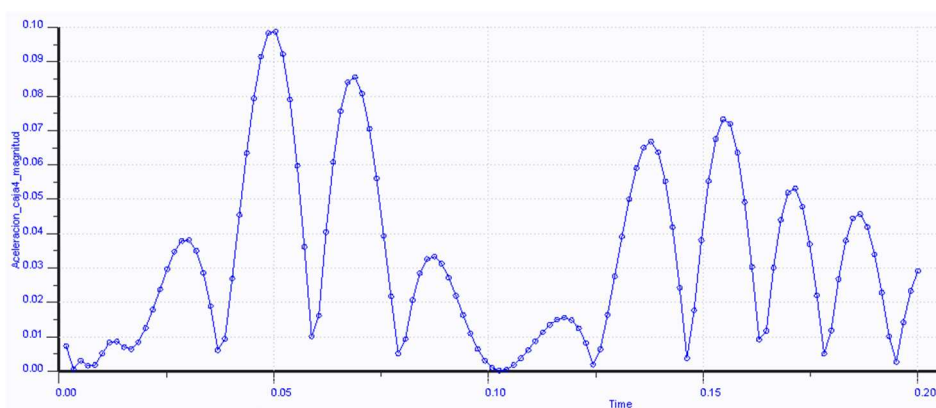


Figura 7.17: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 1,15 mm

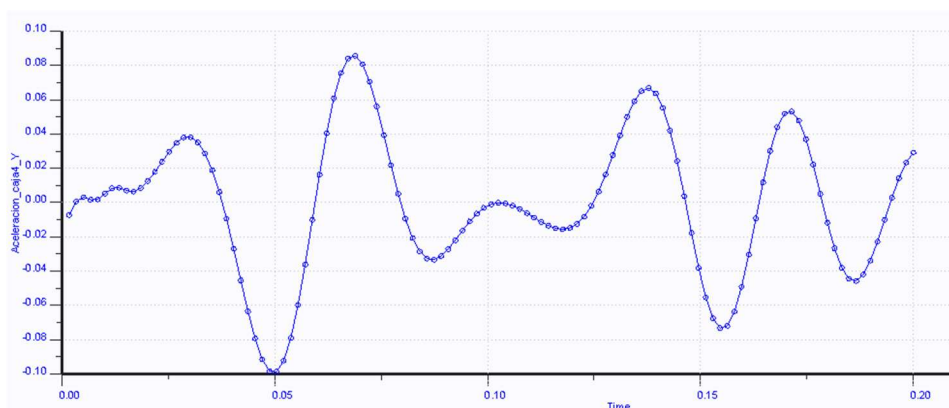


Figura 7.18: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 1,15 mm

7.3. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 2,5 G's

Se realizarán análisis dinámicos de forma iterativa modificando el valor de la amplitud del defecto bump en las ecuaciones (20) y (21) hasta conseguir que en la caja de grasa 1 se dé un módulo de aceleración máximo de 2,5 veces la aceleración de la gravedad. Este valor de la amplitud será de **A = 2,85 milímetros**. A continuación se representan los desplazamientos verticales que se dan en las huellas de contacto rueda-carril de las ruedas 1 y 2 del carril izquierdo y, también, las aceleraciones que se producen en todas las cajas de grasa.

- En la Figura 7.19 se puede observar el desplazamiento vertical de la rueda 1, mientras que en la Figura 7.20 se observa el desplazamiento vertical que se produce en la rueda 2. En ambas figuras se aprecia que la amplitud del desplazamiento vertical es de 2,85 milímetros y que la función que sigue la rueda 2 tiene un retraso de 0,09 segundos ya que circula más tarde por el defecto al ser una rueda trasera.
- En la Figura 7.21 y en la Figura 7.22 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 2,5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.23 y en la Figura 7.24 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 2,5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

- En la Figura 7.25 y en la Figura 7.26 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 0,24 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.27 y en la Figura 7.28 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 0,245 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

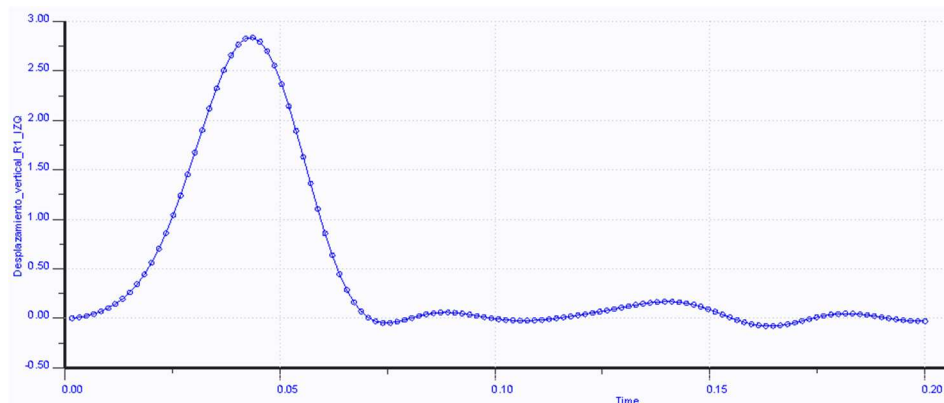


Figura 7.19: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 2,5 G's en la caja 1

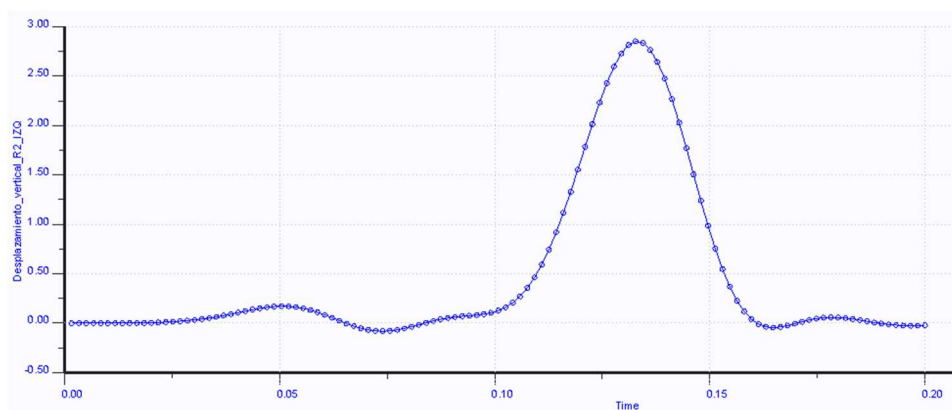


Figura 7.20: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 2,5 G's en la caja 1

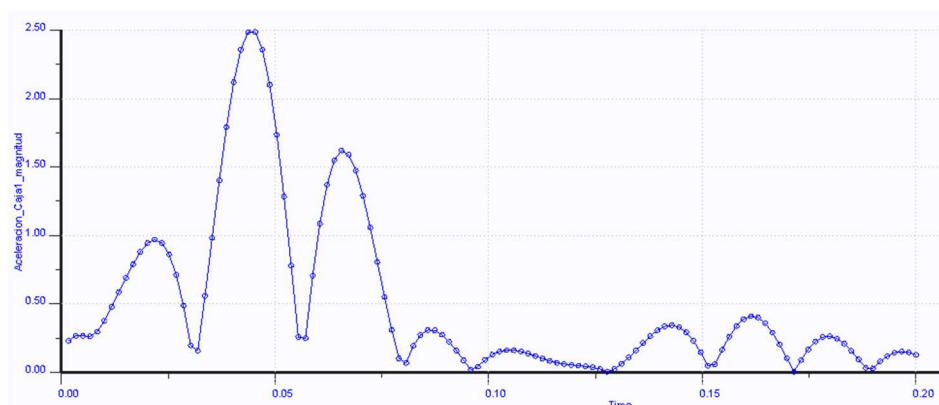


Figura 7.21: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 2,85 mm

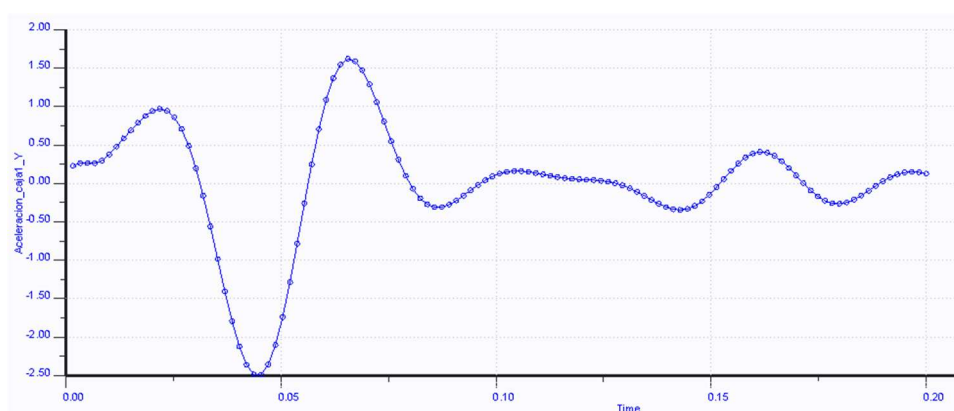


Figura 7.22: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 2,85 mm

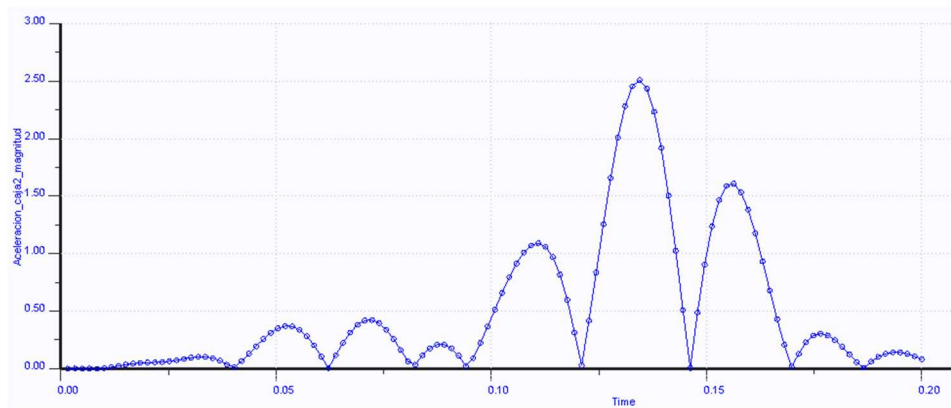


Figura 7.23: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 2,85 mm

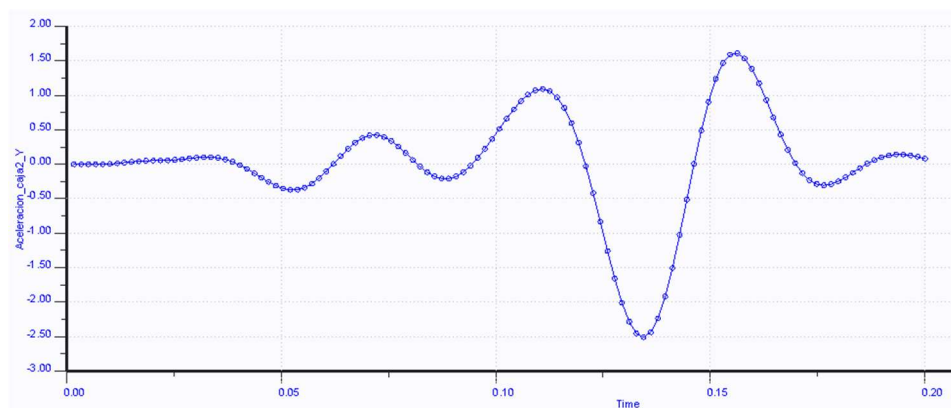


Figura 7.24: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 2,85 mm

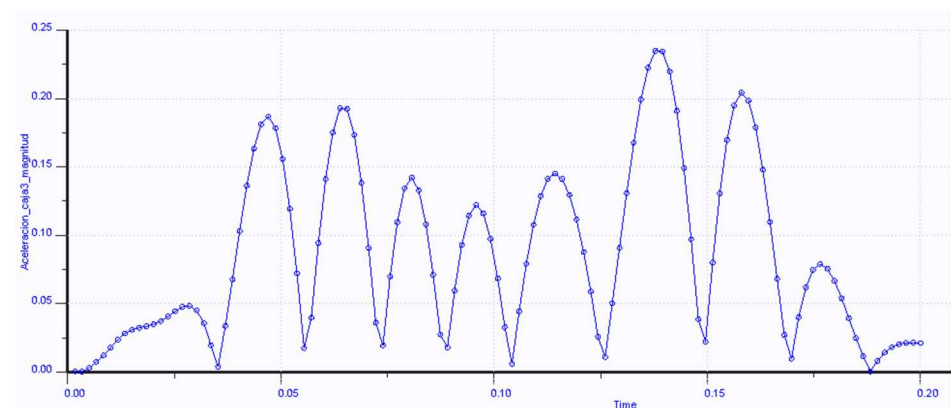


Figura 7.25: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 2,85 mm

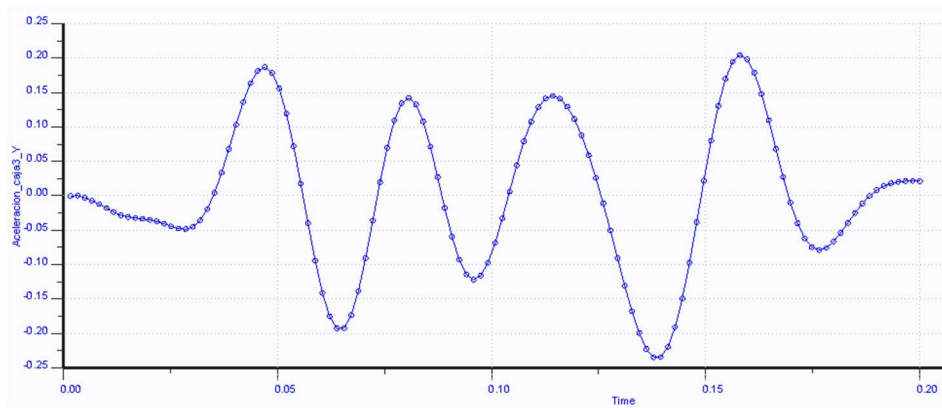


Figura 7.26: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 2,85 mm

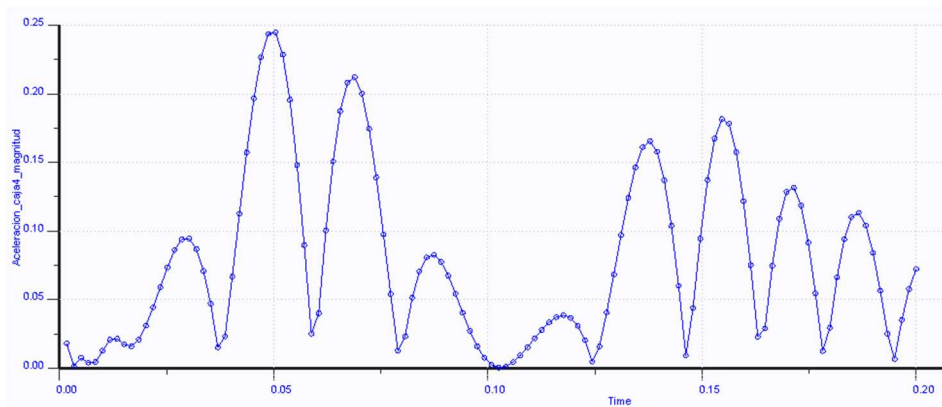


Figura 7.27: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 2,85 mm

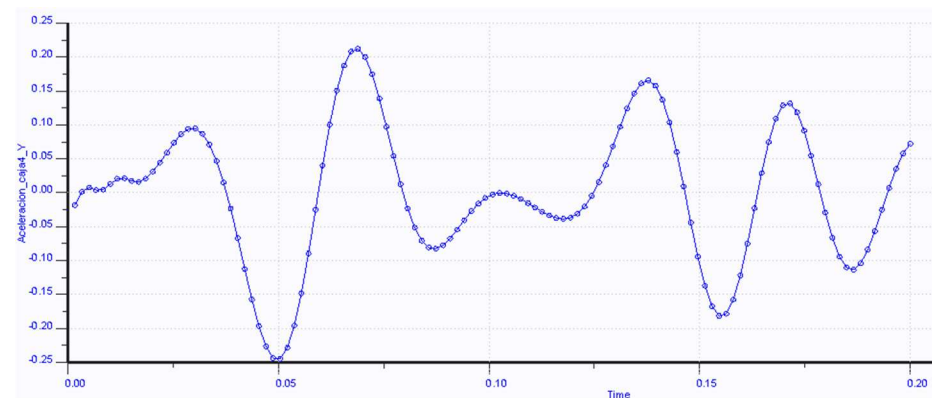


Figura 7.28: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 2,85 mm

7.4. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 5 G's

Se realizará el análisis dinámico transitorio del bogie de la serie 446 ante un defecto bump de manera iterativa modificando la amplitud del defecto “A”, en las ecuaciones (20) y (21), a fin de conseguir un valor máximo del módulo de la aceleración de la caja de grasa 1 de cinco veces el valor de la aceleración de la gravedad. Este valor de la amplitud del bump será de **A = 5,8 milímetros**. A continuación se muestran los desplazamientos verticales que se producen en las ruedas 1 y 2 del carril izquierdo y las aceleraciones que se dan en las cajas de grasa debidas a un bump con ese valor de amplitud.

- En la Figura 7.29 se puede observar el desplazamiento vertical de la rueda 1, mientras que en la Figura 7.30 se observa el desplazamiento vertical que se produce en la rueda 2. En ambas figuras se aprecia que la amplitud del desplazamiento vertical es de 5,8 milímetros y que la función que sigue la rueda 2 tiene un retraso de 0,09 segundos ya que circula más tarde por el defecto al ser una rueda trasera.
- En la Figura 7.31 y en la Figura 7.32 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.33 y en la Figura 7.34 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 5,1 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

- En la Figura 7.35 y en la Figura 7.36 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 0,475 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.37 y en la Figura 7.38 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 0,5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

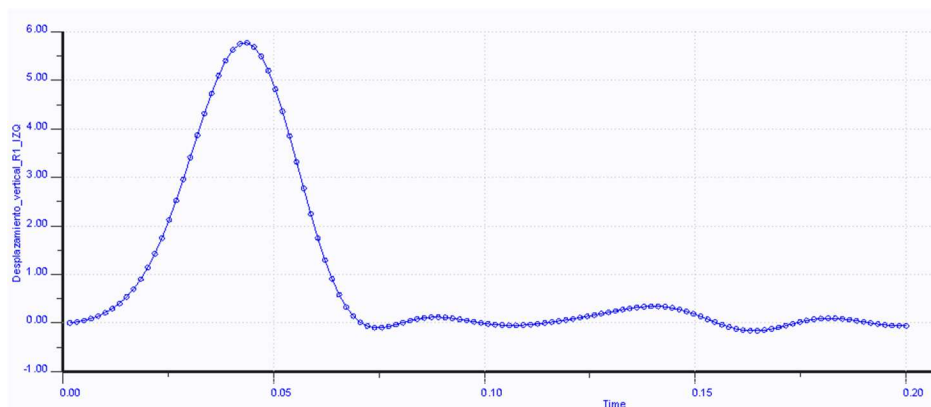


Figura 7.29: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 5 G's en la caja 1

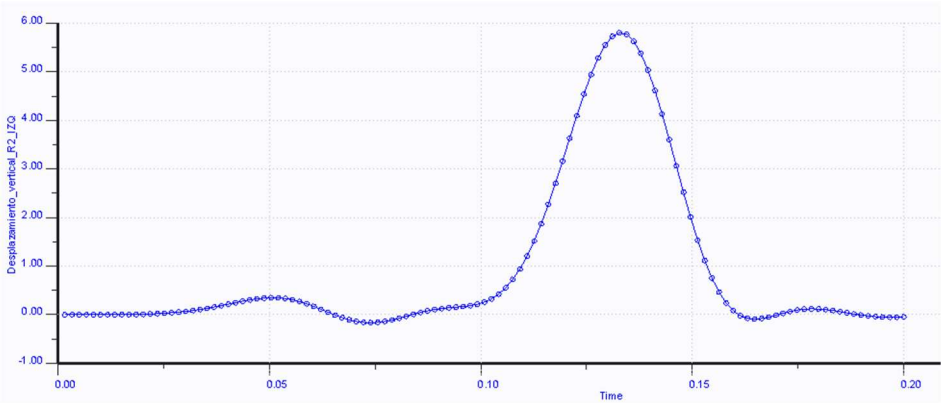


Figura 7.30: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 5 G’s en la caja 1

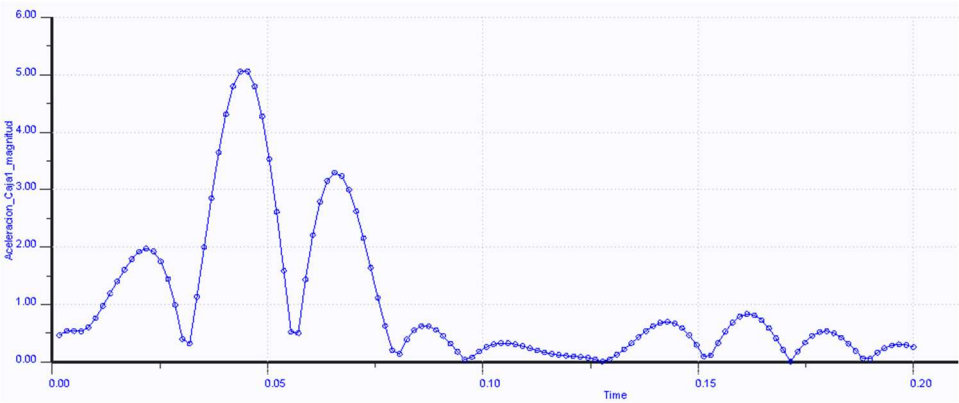


Figura 7.31: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 5,8 mm

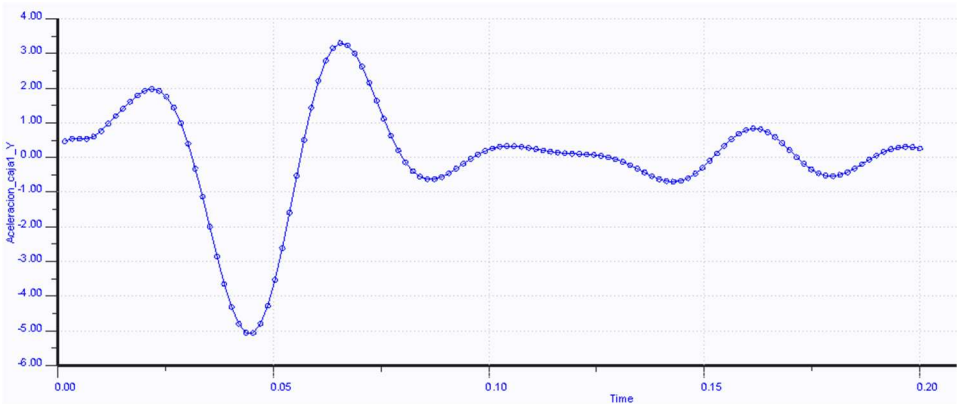


Figura 7.32: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 5,8 mm

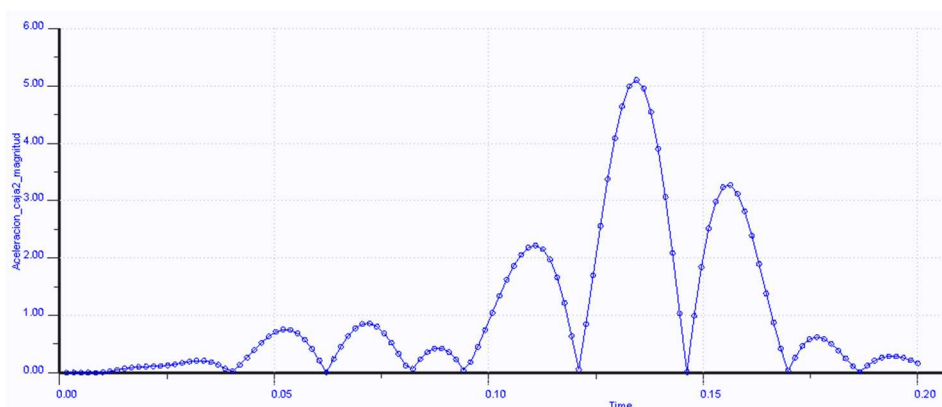


Figura 7.33: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 5,8 mm

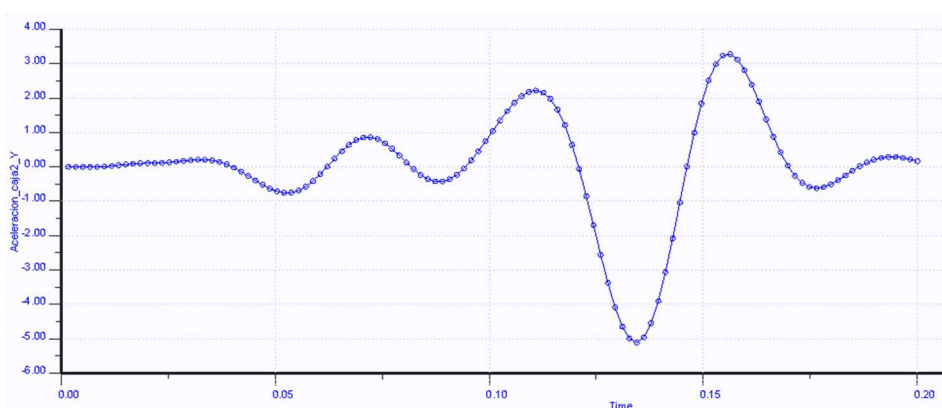


Figura 7.34: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 5,8 mm

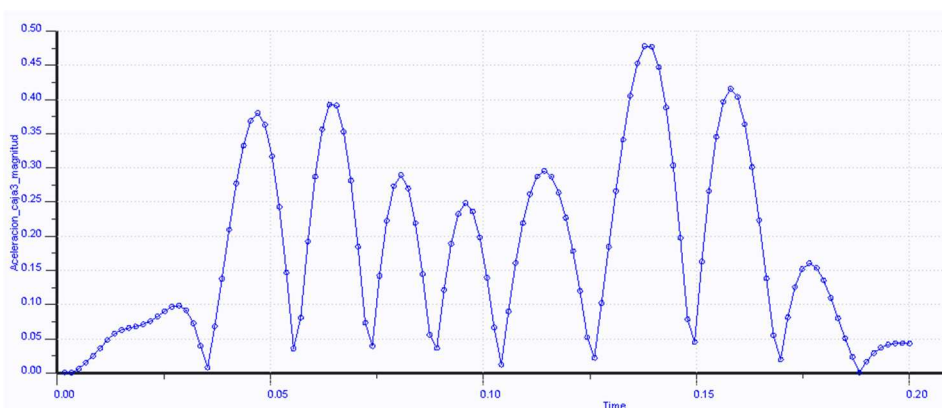


Figura 7.35: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 5,8 mm

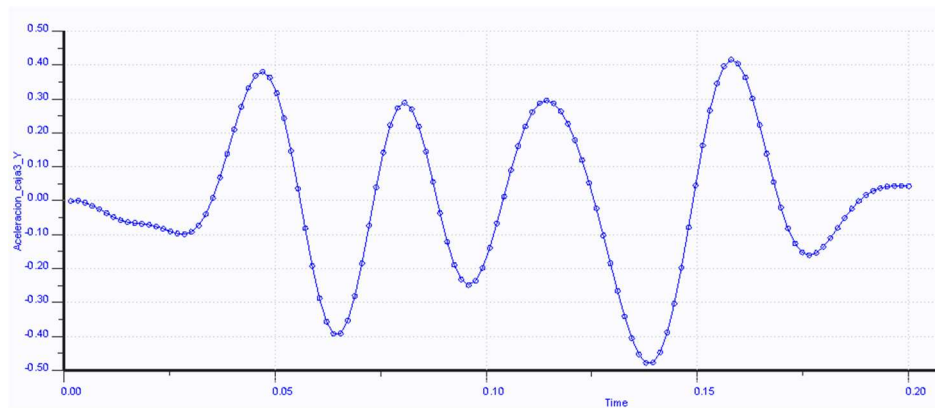


Figura 7.36: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 5,8 mm

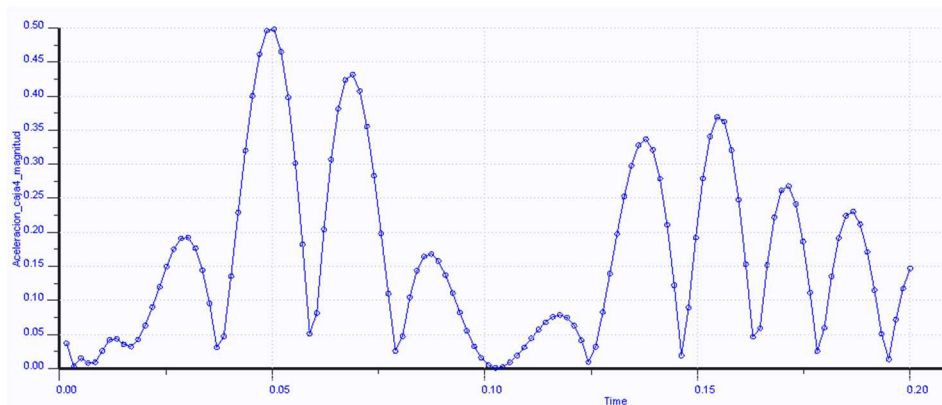


Figura 7.37: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 5,8 mm

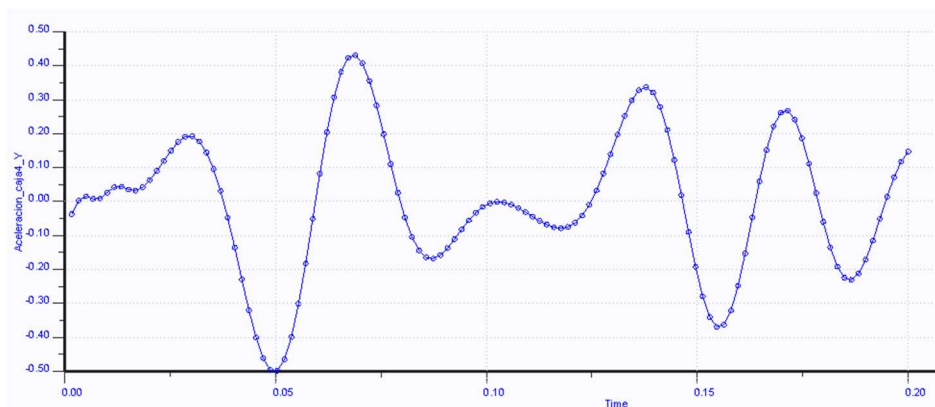


Figura 7.38: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 5,8 mm

7.5. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 7,5 G's

Una vez realizado el análisis dinámico para conseguir aceleraciones de 1, 2.5 y 5 G's se van a seguir realizando análisis dinámicos para conseguir llegar a conocer, de forma iterativa, el valor de la amplitud del bump que debe de introducirse en las ecuaciones (20) y (21) para que, en la caja de grasa 1, se dé una aceleración de 7,5 veces la aceleración de la gravedad. Este valor de la amplitud del defecto bump será de **A = 8,6 milímetros**. A continuación se representan los desplazamientos verticales que se dan en las huellas de contacto rueda-carril de las ruedas 1 y 2 del carril izquierdo y las aceleraciones que se producen en todas las cajas de grasa.

- En la Figura 7.39 se puede observar el desplazamiento vertical de la rueda 1, mientras que en la Figura 7.40 se observa el desplazamiento vertical que se produce en la rueda 2. En ambas figuras se aprecia que la amplitud del desplazamiento vertical es de 8,6 milímetros y que la función que sigue la rueda 2 tiene un retraso de 0,09 segundos ya que circula más tarde por el defecto al ser una rueda trasera.
- En la Figura 7.41 y en la Figura 7.42 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 7,5 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, será una deceleración.
- En la Figura 7.43 y en la Figura 7.44 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 7,6 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

- En la Figura 7.45 y en la Figura 7.46 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 0,75 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.47 y en la Figura 7.48 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 0,76 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

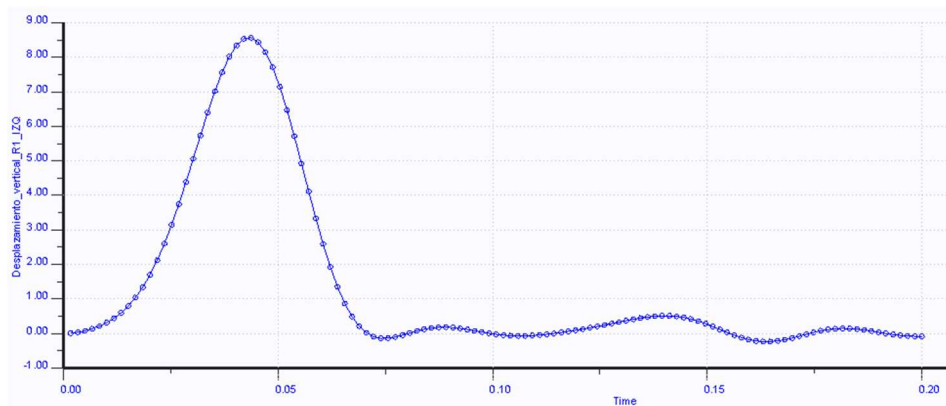


Figura 7.39: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 7,5 G's en la caja 1

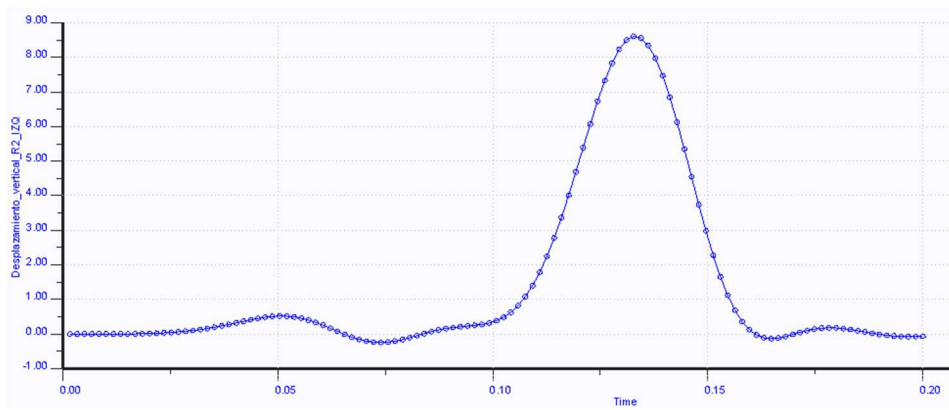


Figura 7.40: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 7,5 G's en la caja 1

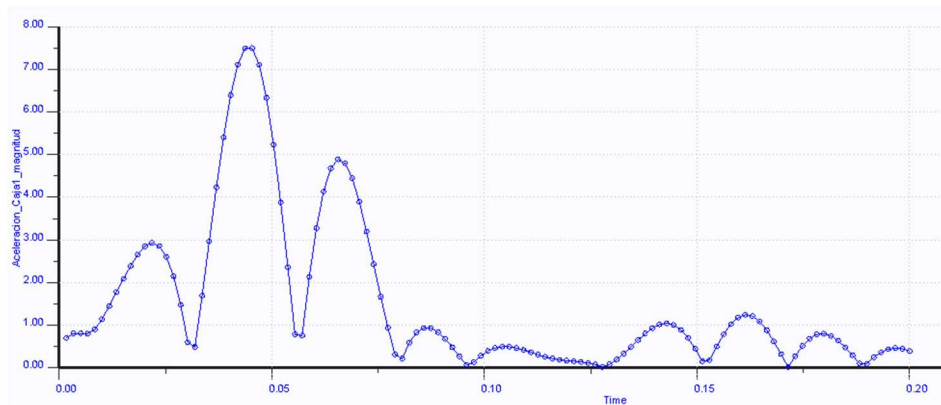


Figura 7.41: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 8,6 mm

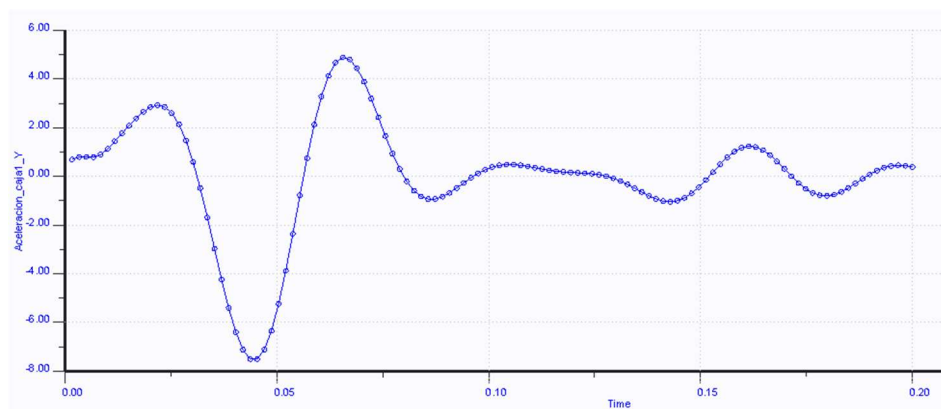


Figura 7.42: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 8,6 mm

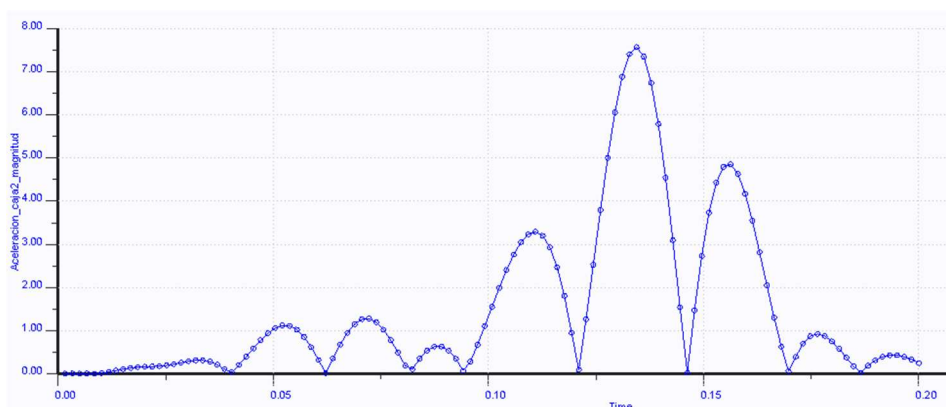


Figura 7.43: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 8,6 mm

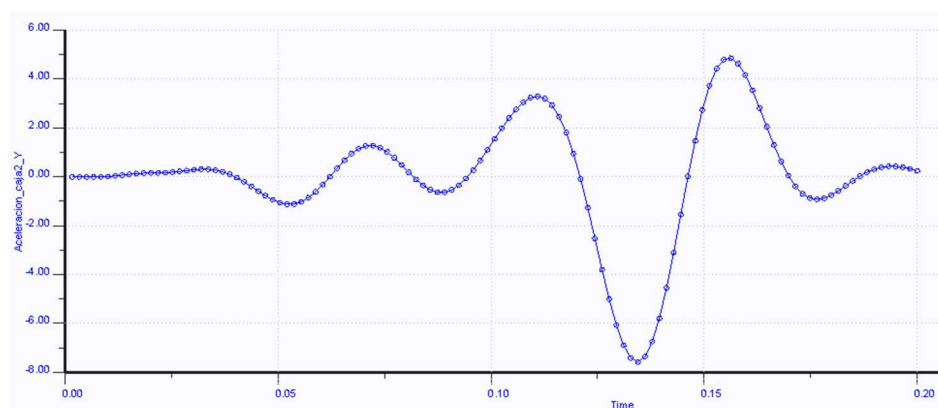


Figura 7.44: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 8,6 mm

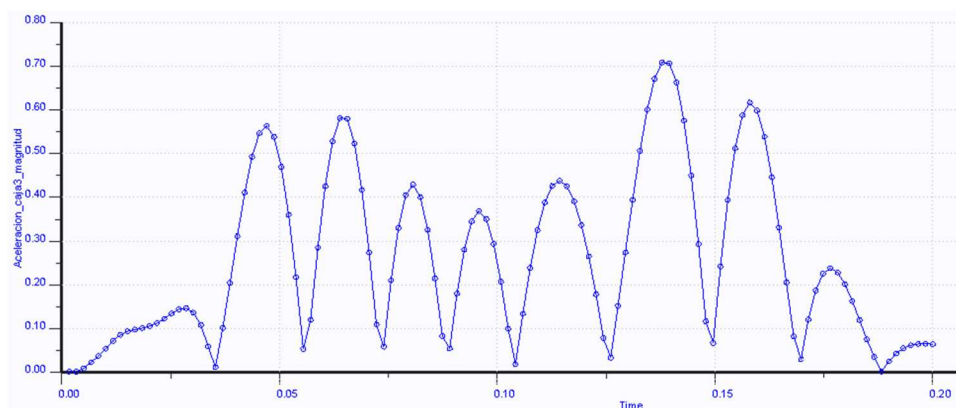


Figura 7.45: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 8,6 mm

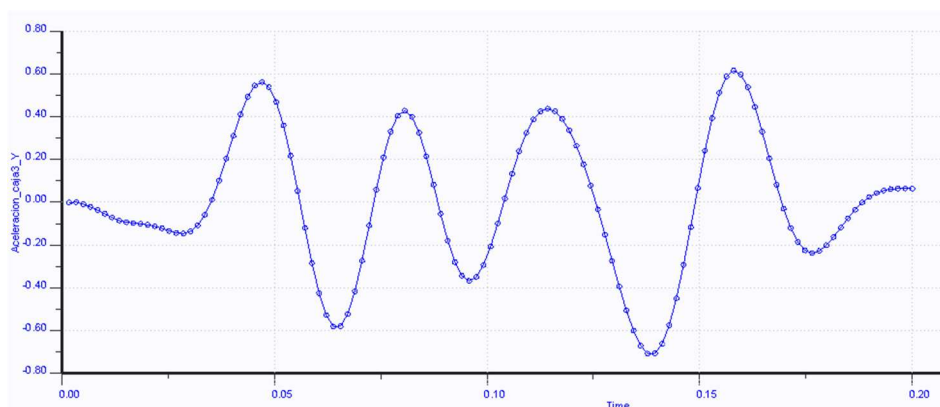


Figura 7.46: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 8,6 mm

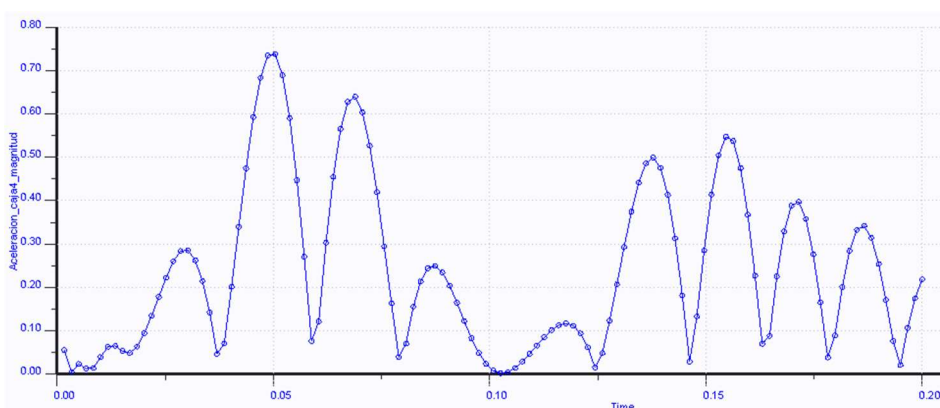


Figura 7.47: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 8,6 mm

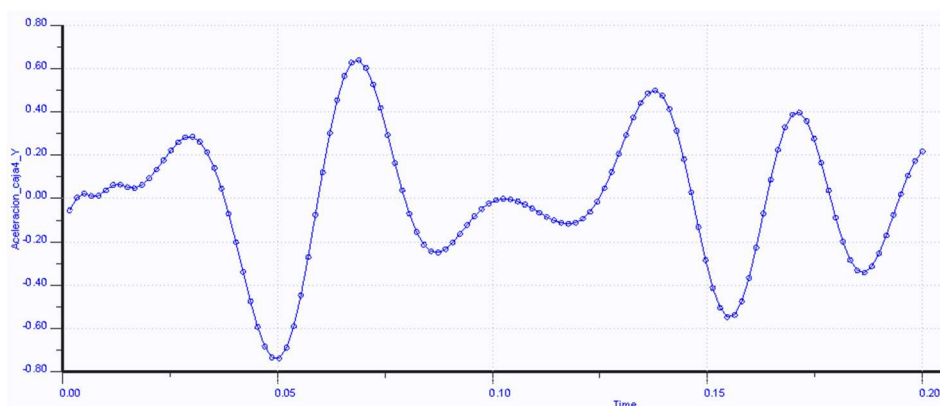


Figura 7.48: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 8,6 mm

7.6. RESULTADOS DE LAS ACELERACIONES EN LAS CAJAS DE GRASA PARA UN DEFECTO TIPO BUMP CUANDO EN LA CAJA 1 SE DA UNA ACELERACIÓN DE 10 G's

Por último se va a realizar un último análisis dinámico transitorio del defecto bump para conocer qué valor ha de tener la amplitud de dicho defecto para que se produzca un módulo de aceleración igual a diez veces el valor de la aceleración de la gravedad en la caja de grasa 1. Se sigue un método de realización de análisis de manera iterativa, modificando el valor de la amplitud, “A”, en las ecuaciones (20) y (21) introducidas en Creo Simulate. Este valor de amplitud será de **A = 11,6 milímetros**. Se muestran a continuación los valores del desplazamiento vertical de las ruedas del carril izquierdo, 1 y 2, y de las aceleraciones en las cajas de grasa del bogie de la serie 446.

- En la Figura 7.49 se puede observar el desplazamiento vertical de la rueda 1, mientras que en la Figura 7.50 se observa el desplazamiento vertical que se produce en la rueda 2. En ambas figuras se aprecia que la amplitud del desplazamiento vertical es de 11,6 milímetros y que la función que sigue la rueda 2 tiene un retraso de 0,09 segundos ya que circula más tarde por el defecto al ser una rueda trasera.
- En la Figura 7.51 y en la Figura 7.52 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 1 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 1 será de 10 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, será una deceleración.
- En la Figura 7.53 y en la Figura 7.54 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 2 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 2 será de 11 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

- En la Figura 7.55 y en la Figura 7.56 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 3 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 3 será de 0,95 G's y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.
- En la Figura 7.57 y en la Figura 7.58 se puede observar como varían el módulo y el valor de las aceleraciones verticales de la caja de grasa 4 con el tiempo. En ellas se aprecia que el valor máximo que tomará la aceleración en la caja de grasa 4 será de 1 G y que esta tendrá valor negativo, es decir, esta será una deceleración.

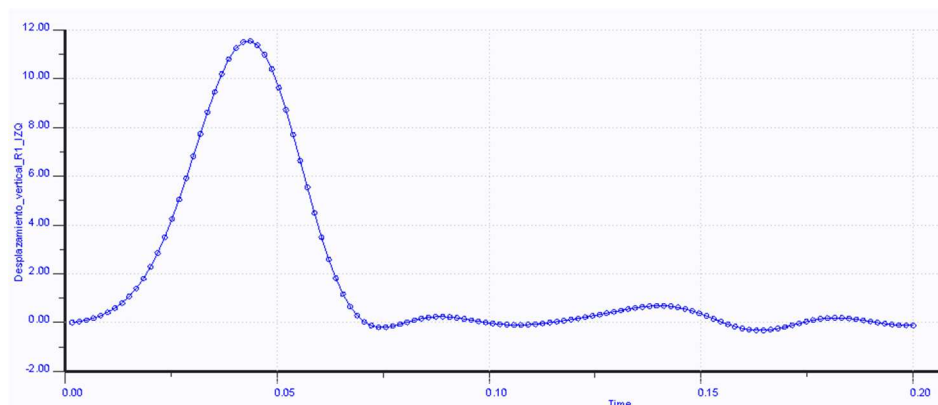


Figura 7.49: Desplazamiento vertical de la rueda 1 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 10 G's en la caja 1

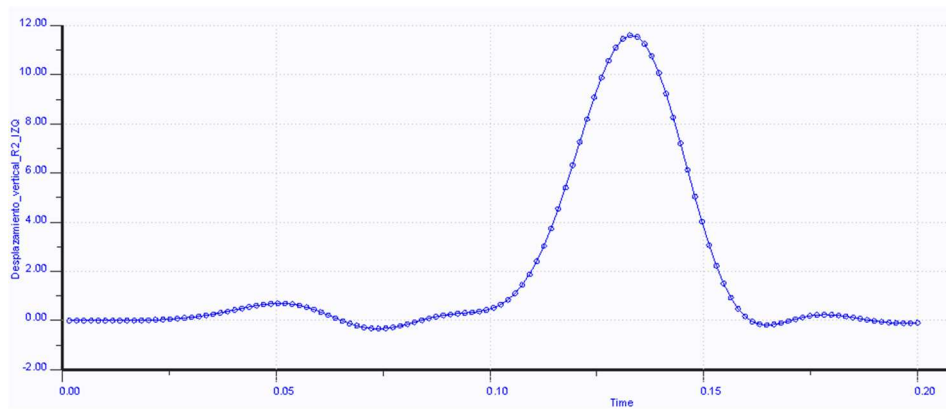


Figura 7.50: Desplazamiento vertical de la rueda 2 para defecto bump cuando se produce una aceleración de 10 G's en la caja 1

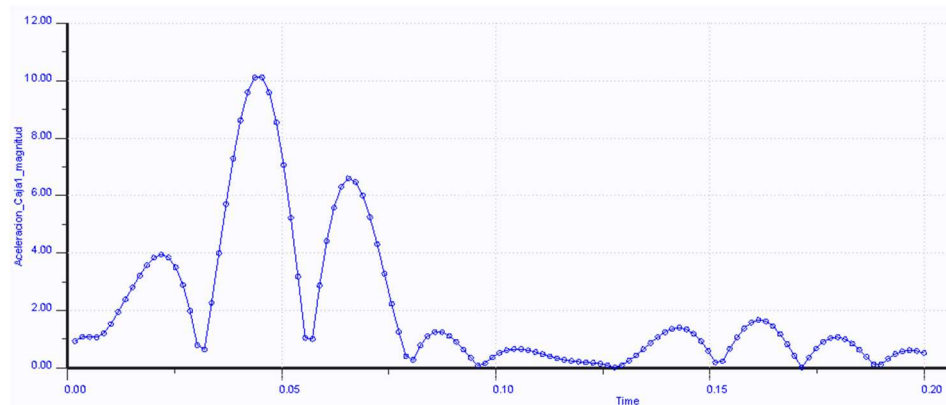


Figura 7.51: Módulo aceleración de la caja 1 para amplitud de 11,6 mm

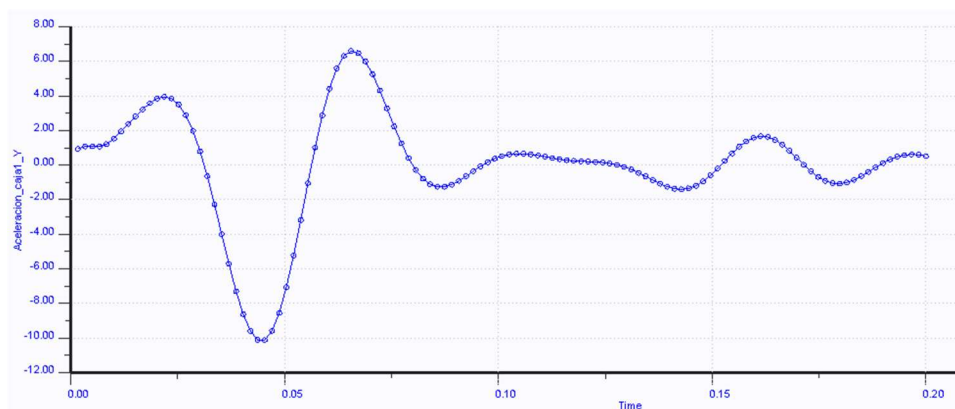


Figura 7.52: Aceleración vertical de la caja 1 para amplitud de 11,6 mm

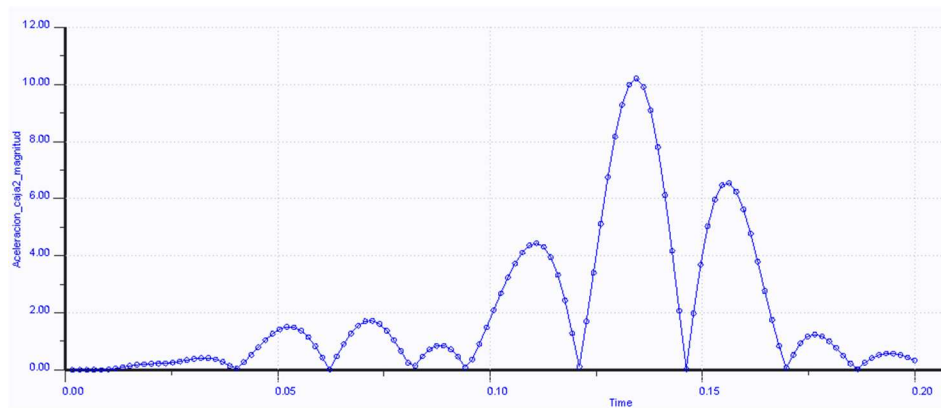


Figura 7.53: Módulo aceleración de la caja 2 para amplitud de 11,6 mm

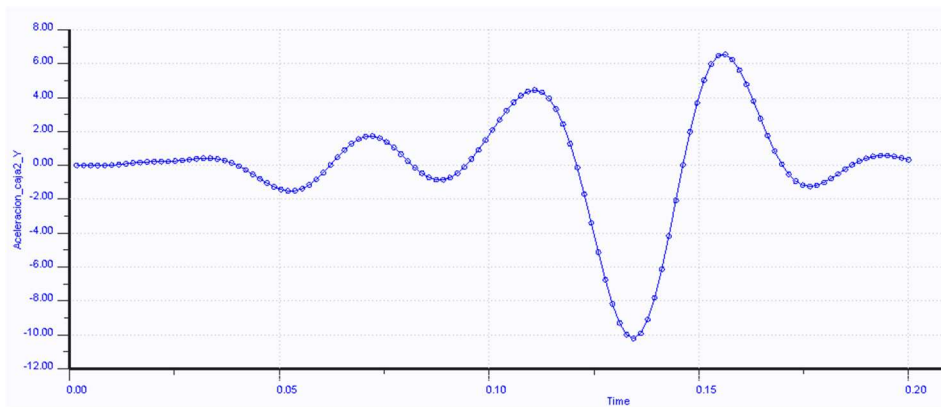


Figura 7.54: Aceleración vertical de la caja 2 para amplitud de 11,6 mm

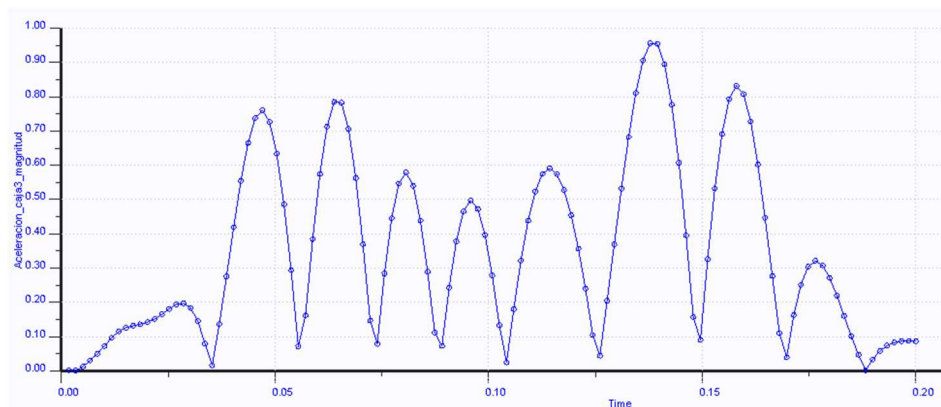


Figura 7.55: Módulo aceleración de la caja 3 para amplitud de 11,6 mm

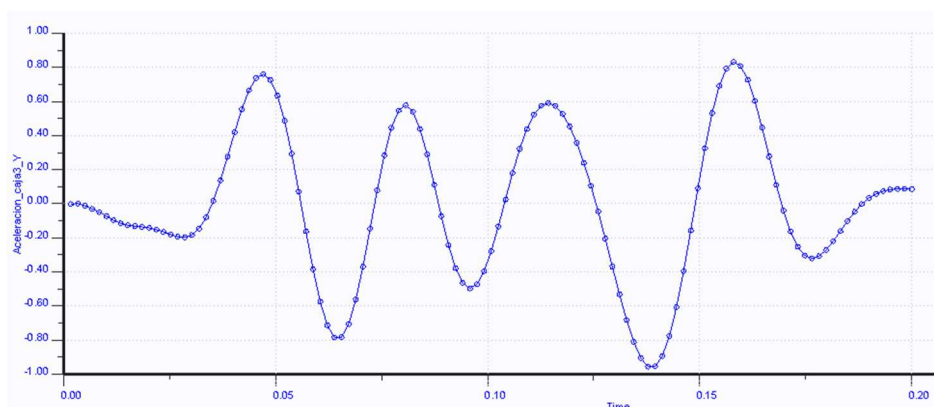


Figura 7.56: Aceleración vertical de la caja 3 para amplitud de 11,6 mm

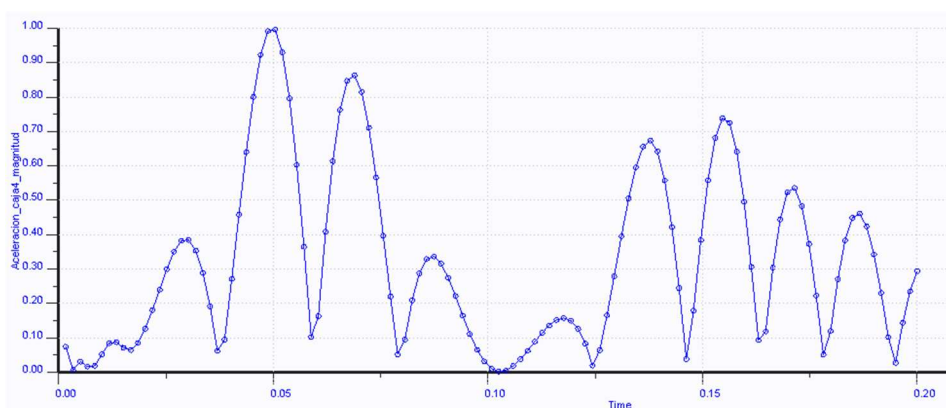


Figura 7.57: Módulo aceleración de la caja 4 para amplitud de 11,6 mm

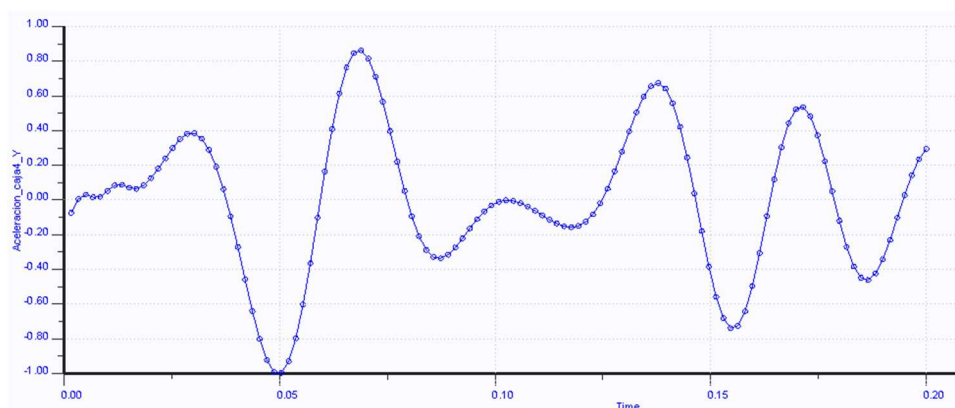
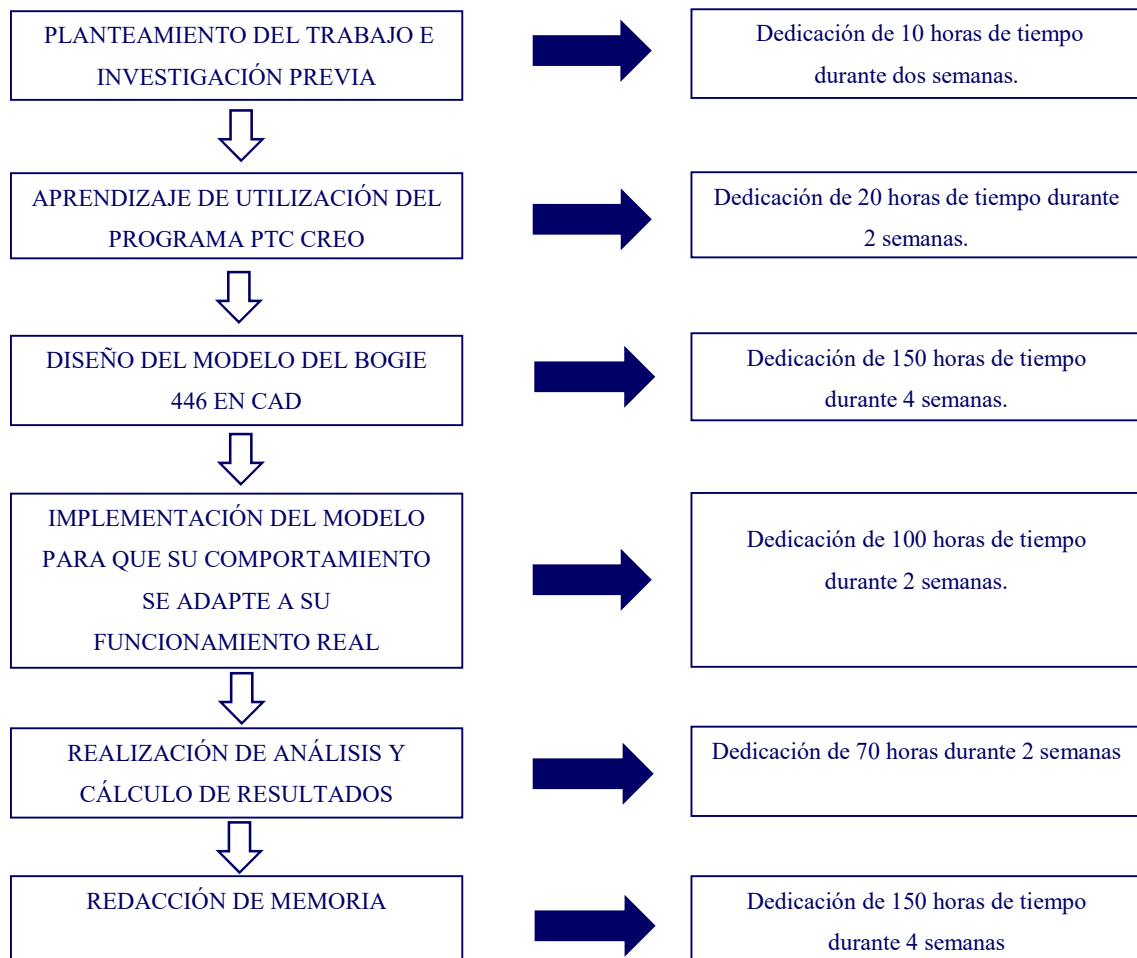


Figura 7.58: Aceleración vertical de la caja 4 para amplitud de 11,6 mm

8. PRESUPUESTO Y **ENTORNO SOCIO-** **ECONÓMICO**

La realización de este proyecto se ha llevado a cabo durante 5 meses, a lo largo de los cuales se ha pasado por varias fases cuya sucesión y sus tiempos de realización individuales se pueden observar en el siguiente esquema:



A continuación se puede observar en la Figura 8.1 un diagrama de Gantt sobre cómo se han ido sucediendo las diferentes fases del proyecto a lo largo del tiempo:

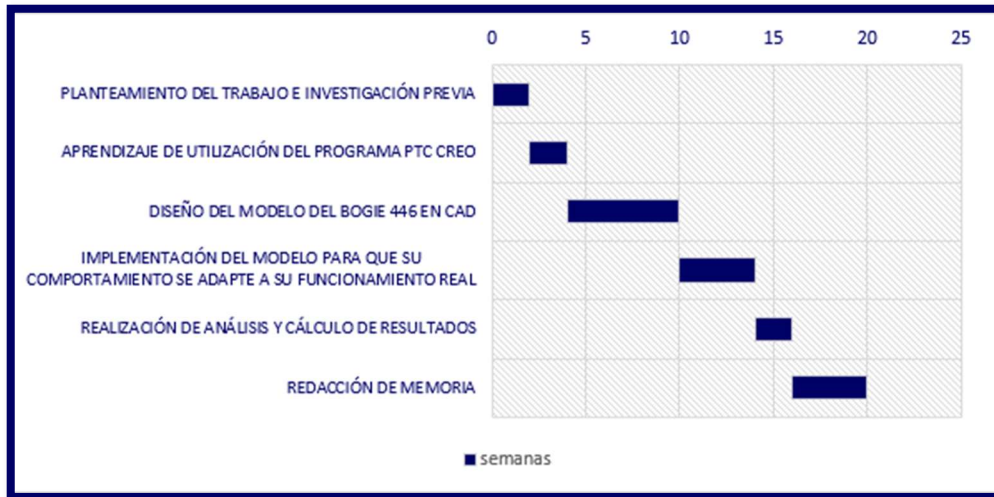


Figura 8.1: Gráfico de Gantt del proyecto

Aunque el gráfico de Gantt es una buena herramienta para representar los pasos del proyecto seguidos a lo largo de las semanas, este no permite conocer la intensidad de con la que estas han sido realizadas. Por ello se ha decidido elaborar el gráfico de la Figura 8.2 que muestra el porcentaje de dedicación de horas de cada fase:



Figura 8.2: Gráfico de la distribución de la dedicación en horas a cada fase del proyecto

8.1. PRESUPUESTO

1. Autor:

Ignacio Álvarez Castrillo.

2. Departamento:

Ingeniería Mecánica.

3. Título del proyecto:

Análisis de las vibraciones de un bogie ferroviario ante excitación genérica.

4. Duración:

5 meses.

5. Desglose presupuestario:

A la hora de realizar el desglose presupuestario se van a tener en cuenta los gastos generados por el equipo informático, software informático y personal empleados.

Para calcular el coste del software y los equipos informáticos hay que tener en cuenta la depreciación de valor que estos sufren. Para ello se ha utilizado la ecuación (22) que se encuentra a continuación:

$$C = \frac{t}{d} \times p \times u \quad (22)$$

En ella:

- C = Coste imputable.
- t = N° de meses que el bien ha sido utilizado.
- d = N° de meses que tarda en depreciarse el bien.
- p = Precio del bien a la hora de ser comprado.
- u = Porcentaje de utilización del bien.

Las Tablas 6,7 y 8 muestran el desglose del cálculo de los costes que suponen el equipo informático, software y personal empleados en la realización del TFG respectivamente.

Tabla 5: Coste del equipo informático empleado

EQUIPO INFORMÁTICO					
Descripción	Coste (€)	Utilización del producto (%)	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste imputable (€)
Ordenador personal	500	85	5	36	59,03
Ordenador de la universidad	1500	15	2	48	9,38
TOTAL: 68,41 €					

Tabla 6: Coste del software informático empleado

SOFTWARE INFORMÁTICO					
Descripción	Coste (€)	Utilización del producto (%)	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste imputable (€)
PTC CREO	3600	33,33	5	12	500
Microsoft office	99,99	100	1	12	9,38
TOTAL: 509,38 €					

Tabla 7: Coste de personal empleado

PERSONAL				
Nombre	Categoría	Coste (€/mes)	Dedicación (meses)	Coste imputable (€)
Ignacio Álvarez Castrillo	Ingeniero en prácticas	1000	5	5000
Juan Carlos García Prada	Ingeniero profesional y catedrático en la UC3M	3660	0,2	732
			TOTAL: 5732 €	

También se van a añadir al cálculo un concepto de costes indirectos que representan los gastos en desplazamiento, dietas,... y se calculan como un 20% de la suma de los gastos que se producen en personal, software y equipos informáticos. Se aplica un Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA) del 21% para obtener el coste total del proyecto, cuyo desglose se muestra en la Tabla 9.

Tabla 8: Coste total del proyecto

COSTE TOTAL DEL PROYECTO	
Concepto	Coste imputable (€)
Equipo informático	68,41
Software informático	509,38
Personal	5732
Costes indirectos	1261,96
	SUBTOTAL: 7571,75 €
IVA (21%)	1590,07
	TOTAL: 9161,82 €

8.2. **ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO**

El sector ferroviario se encuentra en auge actualmente, siendo uno de los sectores más importantes del ámbito industrial español y, también, uno de los que mayores beneficios económicos reportará en los próximos años, con proyectos millonarios como el de la construcción del AVE a La Meca.

Este TFG no va a reportar un impacto socio-económico directo considerable, ya que se trata de un proyecto de investigación sobre la respuesta de los bogies de la serie 446 que ya ha sido fabricada y lleva más de dos décadas en funcionamiento.

Desde otro punto de vista este proyecto puede significar un gran impacto económico y social indirecto, ya que sirve para conocer mejor el funcionamiento de los bogies con bastidor de tipo H, tipo de estructura cada vez más común, y su respuesta frente anomalías de la vía. De esta forma se puede saber la respuesta, resistencia o deformaciones que se producen en los bogies y su localización, permitiendo así ahorrar dinero optimizando la utilización de material en su construcción, evitar descarrilamientos y fallos catastróficos en los trenes o conocer cómo se puede mejorar el confort de los pasajeros.

No se debe olvidar que este es un proyecto académico y como tal puede servir de base para que otros futuros ingenieros de la UC3M lo puedan utilizar como base para la realización de sus trabajos de fin de grado o de máster. Por ejemplo, se podrá utilizar el diseño en CAD del bogie de la serie 446 en PTC Creo para elaborar otros estudios y análisis sobre el mismo, suponiendo esto un ahorro de tiempo considerable.

9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

9.1. CONCLUSIONES

Con este proyecto se han conseguido cumplir con éxito todos los objetivos marcados a su comienzo y que vienen recogidos en el apartado 1.2. del mismo. Se ha conseguido realizar un modelado del bogie de la serie 446 de RENFE en CAD que cumple con la geometría del modelo original, aunque con ciertas simplificaciones, y cuyo comportamiento permite la realización de simulaciones muy fidedignas gracias a la distribución de muelles, condiciones de contorno y restricciones impuestas. De esta manera se ha cumplido el objetivo principal del trabajo, consistente en el análisis de las vibraciones de un bogie ferroviario ante a una excitación genérica, ya que se ha conseguido calcular los modos de vibración del bogie y analizar su respuesta frente a uno de los defectos de la vía más comunes (bump).

Los análisis por computador a través del uso del Método de Elementos Finitos han supuesto una mejora muy relevante en el ámbito de la ingeniería, sobre todo en cuanto al tiempo y dinero gastado en proyectos de este tipo. Si este TFG no se hubiera realizado a través de software informático, el presupuesto gastado hubiese ascendido probablemente a más de un millón de euros en vez de los 9161,82 € que ha costado realizarlo, ya que se hubiera necesitado un tren de la serie 446 en perfecto funcionamiento y con personal encargado de su puesta en marcha, sensores que midiesen la aceleración en las cajas de grasa del tren y realización de defectos tipo bump en la vía de diferentes tamaños para que el tren circulara sobre ellos.

En cuanto a los resultados obtenidos para las aceleraciones en las cajas de grasa, estos serán de gran importancia, ya que permiten estudiar la pérdida de resistencia en las diferentes partes del bogie debido a la fatiga que se produce. Así se podrá conocer, por ejemplo, el número de ciclos de bump que puede aguantar el tren antes de que se produzca alguna fractura, a partir de qué tamaño de bump se puede provocar un descarrilamiento del tren, o como mejorar la suspensión de los bogies para que con los tamaños de bump más comunes no se vea afectado el confort de los pasajeros.

9.2. TRABAJOS FUTUROS

Este TFG da pie a la elaboración de muchos trabajos futuros ya que con el modelo de CAD realizado del bogie de la serie 446 se pueden realizar muchos estudios. Algunos de ellos se encuentran a continuación:

- Análisis del comportamiento del bogie de la serie 446 frente al resto de defectos posibles de la vía, que se encuentran en la tabla 2.
- Análisis del comportamiento del bogie de la serie 446 frente a los defectos que puede tener la vía, diseñando esta en PTC Creo y haciendo que el bogie circule por ella, en vez de que la simulación del paso por los defectos se realice en estático a través de la utilización de cargas variables en el tiempo.
- Análisis de la frenada del bogie de la serie 446, ya que el modelo en CAD posee discos de freno en el eje de las ruedas.
- Análisis dinámico del bogie de la serie 446 en función de parámetros dependientes de la frecuencia en lugar del tiempo.
- Análisis del comportamiento del bogie de la serie 446 cuando este se encuentra dañado. Es decir, a través de la introducción de fisuras en el modelo en CAD ver como se diferencia su comportamiento frente al del modelo realizado en el presente proyecto.
- Diseño del tren de la serie 446 completo en PTC Creo, realizando los vagones y demás elementos en CAD y uniéndolos con el bogie a través de la suspensión secundaria.

10. REFERENCIAS

BIBLIOGRÁFICAS

- [1] RAO, S. S. (2011). *Mechanical Vibrations*. Upper Saddle, New Jersey: Prentice Hall.
- [2] MAFEX. (2014). *MAFEX Y EL SECTOR FERROVIARIO ESPAÑOL*. Bilbao.
- [3] EUROPA PRESS. (15 de junio de 2015). *Europa press*. Obtenido de Europa Press: <http://www.europapress.es/economia/noticia-exportaciones-industria-ferroviaria-instalada-espana-sumaron-2800-millones-20150615184828.html>
- [4] RUBIO, J. M. (septiembre de 2017). ANÁLISIS DEL CONTACTO RUEDA-SOPORTE EN SISTEMAS FERROVIARIOS. *TRABAJO DE FIN DE GRADO*, 30-31. Leganés: Universidad Carlos III.
- [5] WICKENS, A. H. (2003). *FUNDAMENTALS OF RAIL VEHICLE DYNAMICS*. Lisse, Países Bajos: SWETS & ZEITLINGER.
- [6] GRACE'S GUIDE TO BRITISH INDUSTRIAL HISTORY. (1832). Obtenido de <https://www.gracesguide.co.uk/File:Im1893Egv56-p476-b.jpg>
- [7] OKAMOTO, I. (marzo de 1999). *RAILWAY TECHNOLOGY TODAY 6*. (K. Wako, Ed.) Obtenido de SHINKANSEN BOGIES: <http://www.ejrcf.or.jp/jrtr/jrtr19/pdf/technology.pdf>
- [8] ODAWARA, B. (mayo de 1989). *WIKIVISUALLY*. Obtenido de https://wikivisually.com/lang-de/wiki/Shinkansen-Baureihe_0
- [9] RENFE. (s.f.). *Renfe.com*. Obtenido de www.renfe.com/viajeros/nuestros_trenes/cercanias446_ficha.html

- [10] Universidad Politécnica de Madrid. (s.f.). *APUNTES TEMA 4: INGENIERÍA FERROVIARIA*. Madrid. Obtenido de <http://delegacion.topografia.upm.es/wp-content/uploads/2016/03/Tema-4-Ferrocarriles.pdf>
- [11] CASTELLANOS, R. M. (2010). *Proyecto de fin de carrera: ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN CURVA DEL BOGIE Y25*. Leganés: UC3M.
- [12] DUKKIPATI, V. K. (1984). *DYNAMICS OF RAILWAY*. Ontario, Canadá: ACADEMIC PRESS CANADA.
- [13] ZURRO, J. J. (2010). *Proyecto de fin de Carrera: ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO FERROVIARIO EQUIPADO CON SUSPENSIÓN SECUNDARIA SEMIACTIVA UTILIZANDO LÓGICA DIFUSA*. Leganés: UC3M.
- [14] BARGSTEN, C. P. (2015). *Proyecto de Fin de Carrera: RESPUESTA DINÁMICA DEL BOGIE Y21 ANTE IRREGULARIDADES DE LA VÍA DEL TIPO PLATEAU, DAMPED SINUSOID Y BUMP*. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid.
- [15] RENFE. (1989). *N.T.M. 4461.200.01*.
- [16] GONZÁLEZ, S. P. (2016). *ANÁLISIS EN CREO DE LA HUELLA RUEDA-CARRIL*. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid.
- [17] NAVARRO, A. L. (2014). *CÁLCULO DE LA TRACCIÓN Y ESTIMACIÓN DEL DESGASTE CAUSADO POR VEHÍCULOS FERROVIARIOS*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.